



Tesis - TM142501

**EVALUASI TERMAL PERUBAHAN TINGKAT
KEADAAN AIR PENDINGIN KONDENSOR PADA
PEMBANGKIT LISTRIK DENGAN SIKLUS GABUNGAN**

SATRIYO YUDI BASKORO

2114202007

Dosen Pembimbing

Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo., M.E.

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2016



Thesis - TM142501

THERMAL EVALUATION OF THE CHANGES IN STATE LEVEL CONDENSER COOLING WATER IN COMBINED CYCLE POWER PLANT

SATRIYO YUDI BASKORO

2114202007

Supervisor

Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo., M.E.

MASTER PROGRAM

FIELD STUDY OF ENERGY CONVERSION ENGINEERING

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVEMBER

SURABAYA

2016

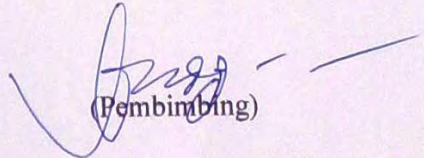
Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
SATRIYO YUDI BASKORO
Nrp. 2114202007

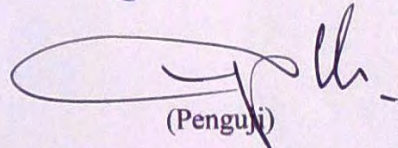
Tanggal Ujian: 21 Juli 2016
Periode Wisuda: September 2016

Disetujui oleh:

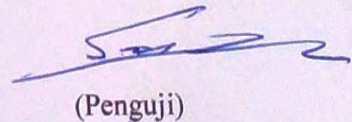
1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.
NIP. 195312191981031001


(Pembimbing)


2. Prof. Dr. Ir. Eng. Prabowo, M.Eng.
NIP. 196505051990031005


(Penguji)

3. Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc.
NIP. 196604021989031002

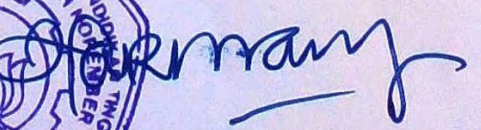

(Penguji)

4. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.
NIP. 197301161997021001


(Penguji)



Direktur Program Pascasarjana,


Prof. Ir. Djauhar Manfaat, M.Sc., Ph.D
NIP. 196012021987011001

EVALUASI TERMAL PERUBAHAN TINGKAT KEADAAN AIR PENDINGIN KONDENSOR PADA PEMBANGKIT LISTRIK DENGAN SIKLUS GABUNGAN

Nama : Satriyo Yudi Baskoro
NRP : 2114202007
Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

ABSTRAK

Pembangkit listrik dengan siklus gabungan atau *Combine Cycle Power Plants* (CCPP) adalah jenis pembangkit daya listrik yang memiliki efisiensi kerja paling baik dibanding jenis pembangkit konvensional lain. Untuk mendapatkan efisiensi kerja CCPP dilakukan analisis energi dan exergi melalui pendekatan hukum termodinamika. Berdasarkan penelitian sebelumnya, evaluasi termal banyak dilakukan pada komponen kondensor. Hal ini disebabkan, kondensor merupakan tempat pelepasan kalor utama dari siklus (Q_{out}). Total kalor yang diserap oleh siklus (Q_{total}) yang merupakan selisih dari Q_{in} dikurangi Q_{out} . Maka penelitian ini melakukan evaluasi termal pada Q_{out} melalui variasi tingkat keadaan air pendingin kondensor untuk mendapatkan total kalor yang diserap (Q_{total}).

Data desain penelitian ini diperoleh dari Pusat Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) Grati, Pasuruan. Penelitian ini menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo Ver. 5.1*, sebagai alat bantu pemodelan analisis termodinamika dan optimasi sistem konversi energi. Proses analisis pada penelitian ini menggunakan data desain *heat and mass balance* PLTGU sebagai *Base Condition*. Penelitian ini melakukan variasi tingkat keadaan berdasarkan standar uji kondensor (ASME PTC 12.1). *Inlet temperature* dari air pendingin kondensor divariasikan pada 28.6, 29.3, 30, 30.7, dan 31.4 (°C). Sedangkan untuk *mass flow rate* dari air pendingin kondensor divariasikan pada 12797.22, 12157.36, dan 13437.08 (kg/s). Dalam penelitian ini juga melakukan analisis pengaruh kondisi lingkungan terhadap performa dari PLTGU dengan memberikan variasi pada tingkat kondisi lingkungan. Untuk *Ambient Temperature* divariasikan pada 17, 25, dan 32 (°C). Sedangkan *Relative Humidity* divariasikan pada 65, 73, dan 80(%). Tingkat keadaan air pendingin kondensor pada *Inlet temperature* 28.6 °C dan *mass flow rate* 13437,08 kg/s, memiliki nilai efisiensi energi sebesar 55,31% , nilai energi 566,69 MW, dan nilai efisiensi exergi 62.25 %. Nilai ΔT air pendingin kondensor pada 8,4 memiliki nilai efisiensi kondensor sebesar 60% dan *loss factor* sebesar 1,0639. Komponen *Combustor* memiliki nilai tertinggi dalam *exergy loss* sebesar 589.15 MW dan presentase *exergy loss* sebesar 76,27%, sedangkan nilai terendah *exergy loss* dimiliki komponen deaerator yaitu sebesar 86,31 MW dan presentase *exergy loss* sebesar 0,01%.

Kata Kunci:

CCPP, Cycle Tempo, Tingkat Keadaan Air Pendingin Kondensor, Energi, Exergi

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

THERMAL EVALUATION OF THE CHANGES IN STATE LEVEL CONDENSER COOLING WATER IN COMBINED CYCLE POWER PLANT

By : Satriyo Yudi Baskoro
Student Identity Number : 2114202007
Supervisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

ABSTRACT

Combine Cycle Power Plants (CCPP) is a type of electric power plants that have most excellent work and efficiency compared to other types of conventional plants. To get the work and efficiency of CCPP, its need to performe energy and exergy analysis through the laws of thermodynamics approach. Based on previous research, many thermal evaluation conducted on condenser. This is because condenser is the place where main heat release from the cycle (Q_{out}). Total heat absorbed by cycles (Q_{total}) which represents the difference of Q_{in} and Q_{out} . So this study to evaluate the thermal Q_{out} through variation state level of condenser cooling water to obtain total heat absorbed (Q_{total}).

This research design data obtained from Gas and Steam Power Plant at Grati, Pasuruan. This study use software Cycle Tempo Ver. 5.1 as the modeling tools for thermodynamic analysis and optimization of energy conversion systems. The process of analysis in this study using the design data of heat and mass balance PLTGU as the Base Condition. This research based on the state level variation condenser test standards (ASME PTC 12.1). Inlet temperature of the cooling water condenser varied at 28.6, 29.3, 30, 30.7, and 31.4 ($^{\circ}\text{C}$) and mass flow rate of the condenser cooling water varied at 12797.22, 12157.36 and 13437.08 (kg /s) respectively. In this study is also to analyze the influence of environmental conditions on the performance of the power plant by providing variation in the state level of environmental conditions. Ambient Temperature varied at 17, 25 and 32 ($^{\circ}\text{C}$) and Relative Humidity varied at 65, 73, and 80 (%) respectively. Variation state level condenser cooling water at 28,6 $^{\circ}\text{C}$ for Inlet temperature and 13437,08 kg / s for mass flow rate, has a value energy efficiency at 55.31%, energy value or power output at 566.69 MW, and exergy efficiency at 62,25%. Value ΔT condenser cooling water at 8.4, in the condenser efficiency has a value at 60% and a loss factor at 1,0639. Combustor components have the highest value in exergy loss at 589,15 MW and exergy loss percentage at 76,27%, while the lowest value exergy loss owned deaerator component that is equal to 86,31 MW and exergy loss percentage of 0,01%.

Keywords:

CCPP, Cycle Tempo, State Level Condenser Cooling Water, Energy, Exergy

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan karunia-Nya tesis ini dapat terselesaikan tepat waktu. Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada beberapa pihak yang berkenan membantu dan mendukung baik secara moril dan materiil dalam proses penyelesaian tesis ini, antara lain:

1. Yasmin Mutiarani S.Psi selaku istri , kedua putri tercinta Ocha dan Ochi, orang tua serta anggota keluarga lainnya yang selalu memberikan dukungan kepada penulis dalam penyelesaian tesis ini.
2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME selaku dosen pembimbing tesis yang telah memberikan saran, motivasi serta ilmu-ilmu yang bermanfaat bagi penulis.
3. Prof. Dr. Ir. Eng. Prabowo, M.Eng, Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng,Sc, dan Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T. selaku dosen penguji.
4. Prof. Dr. Ir. Eng. Prabowo, M.Eng selaku Ketua Prodi Pasca Teknik Mesin.
5. Ir. Bambang Pramujati, M.Sc., Ph.D selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin ITS.
6. Cahyo Kusbiyantoro dan Bapak Kayubi selaku perwakilan PT Indonesia Power Grati-Pasuruan, atas bimbingan dan referensi data penelitian yang diberikan.
7. Rekan-rekan Rekayasa Konversi Energi Teknik Mesin FTI-ITS dan Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas dukungan dan bantuannya selama ini.

Penulis menyadari banyak kekurangan dalam penyusunan tesis ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat diharapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan. Aamiin yaa robbal'alamiin.

Surabaya, Juli 2016

Penulis

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR SIMBOL	xix
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	5
1.5 Manfaat Penelitian.....	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	7
2.1 Tinjauan Pustaka	7
2.2 <i>Combined Cycle Power Plants</i>	18
2.3 Analisis Kinerja Kondensor	19
2.4 Thermodynamic Analysis of CCPP.....	22
2.5 Perangkat Lunak <i>Cycle Tempo</i>	27
2.6 Pemodelan Kondensor pada <i>Cycle Tempo</i>	28
2.7 Analisis <i>Energy</i> dan <i>Exergy</i> pada <i>Cycle Tempo</i>	29
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	33
3.2 Grati - <i>Combined Cycle Power Plant</i>	34
3.3 Data Desain <i>Heat and Mass Balance Diagram</i>	36

3.4 Analisis Siklus Gas	39
3.5 Deskripsi Unit Kondensor.....	40
3.6 Pemodelan dan Variasi Tingkat Keadaan	43
3.6.1 Tingkat Keadaan Air Pendingin Kondensor	43
3.6.2 Tingkat Keadaan Lingkungan Sekitar PLTGU	44
3.7 Pemodelan PLTGU Menggunakan <i>Cycle Tempo</i>	44
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	47
4.1 Pemodelan Awal	47
4.2 Variasi Tingkat Keadaan Air Pendingin Kondensor	48
4.3 Analisis Kinerja Kondensor	52
4.4 Analisis <i>Exergy</i> Pemodelan Awal	54
4.5 Variasi Tingkat Keadaan Lingkungan Pembangkit	57
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	63
5.1 Kesimpulan	63
5.2 Saran	64
DAFTAR PUSTAKA	
BIOGRAFI PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Egbin Thermal Power Plant</i> (Anozie, 2011)	7
Gambar 2.2 <i>Energy Balance and T-L Diagram of Condenser</i> (Dutta, 2013)	9
Gambar 2.3 Efisiensi Kondensor vs Selisih Suhu Air Pendingin (Dutta, 2013)....	10
Gambar 2.4 <i>Loss Factor vs Selisih Suhu Air Pendingin</i> (Dutta, 2013)	10
Gambar 2.5 <i>Loss Factor vs Efisiensi Kondensor</i> (Dutta, 2013)	11
Gambar 2.6 Skema Pembangkit Listrik CCPP ATAER, Turki (Ersayin, 2014) ...	11
Gambar 2.7 <i>Distribution of Exergy Destruction Rates</i> (Ersayin, 2014)	13
Gambar 2.8 <i>CC Plant with 3 Pressure of HRSG</i> (Woudstra, 2010)	14
Gambar 2.9 <i>The Exergy Flow Diagram of The CC Plant with Triple Pressure HRSG</i> (Woudstra, 2010)	15
Gambar 2.10 <i>Schematic Diagram Of Combined Cycle</i> (Tiwari, 2013)	16
Gambar 2.11 <i>Exergy Destruction in Compressor</i> (Tiwari, 2013).....	17
Gambar 2.12 <i>Exergy Destruction in Combustion Chamber</i> (Tiwari, 2013).....	17
Gambar 2.13 <i>Exergy Destruction in Gas Turbine</i> (Tiwari, 2013).....	17
Gambar 2.14 <i>Exergy Destruction in HRSG</i> (Tiwari, 2013).....	18
Gambar 2.15 <i>Exergy Destruction in Steam Turbine</i> (Tiwari, 2013).....	18
Gambar 2.16 <i>Combined Cycle Power Plant with Dual Pressure</i> (Black & Veatch, 1996)	19
Gambar 2.17 <i>Typical Condenser</i> (Black & Veatch, 1996)	20
Gambar 2.18 <i>Scheme of Condenser</i> (Indonesia Power PT., 2010)	21
Gambar 2.19 <i>Condenser Temperature Profile</i> (HTS Forum, 2012).....	21
Gambar 2.20 <i>Combined Gas–Steam Power Plants</i> (Cengel, 2006).....	22
Gambar 2.21 <i>T-s Diagram of Combined Cycle Power Plant</i> (Cengel, 2006)	23
Gambar 2.22 <i>Window in Working Area</i> (Cycle Tempo, 2006).....	28
Gambar 2.23 <i>Scheme of Condenser</i> (Cycle Tempo, 2006).....	28
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian	33
Gambar 3.2 Combined Cycle Power Plant di Grati, Pasuruan (GBU PT. Indonesia Power, 2010)	34
Gambar 3.3 Grati – Gas turbine (GBU PT. Indonesia Power, 2010).....	35
Gambar 3.4 <i>Design of Heat and Mass Balance Diagram, Kinerja 100%</i>	38

Gambar 3.5 Analisis komposisi gas dari PGN-Intertek	39
Gambar 3.6 <i>Vacuum Pump</i> PLTGU Grati, Pasuruan	41
Gambar 3.7 <i>Circulating Water Pump</i> PLTGU Grati, Pasuruan	42
Gambar 3.8 Skema Kondensor pada <i>Cycle Tempo</i>	43
Gambar 3.9 Prakiraan Cuaca Daerah Pasuruan (www.bmkg.go.id, 2016)	44
Gambar 3.10 Pemodelan Grati-CCPP Menggunakan <i>Cycle Tempo</i>	45
Gambar 4.1 T-s Diagram Pemodelan Awal (<i>Base condition</i>) dalam <i>Cycle Tempo</i>	47
Gambar 4.2 Grafik Pengaruh <i>Inlet Temperature</i> dan <i>Mass Flow Rate</i> dari Air Pendingin Kondensor Terhadap Energi yang Dihasilkan Pembangkit	49
Gambar 4.3 Grafik Pengaruh <i>Inlet Temperature</i> dan <i>Mass Flow Rate</i> dari Air Pendingin Kondensor Terhadap <i>Efficiency Energy</i> Siklus Pembangkit	49
Gambar 4.4 Grafik Pengaruh Perubahan Suhu Air Pendingin Kondensor Terhadap <i>Inlet Temperature</i> LP Steam Turbine	50
Gambar 4.5 Ilustrasi Pengaruh Suhu <i>Inlet</i> Air Pendingin Kondensor pada T-s Diagarm <i>Steam Cycle</i>	51
Gambar 4.6 Grafik Pengaruh Perubahan ΔT Air Pendingin Kondensor terhadap Efisiensi Kondensor	52
Gambar 4.7 Grafik Pengaruh Perubahan ΔT Air Pendingin Kondensor terhadap <i>Loss Factor</i>	53
Gambar 4.8 Grafik Perbandingan Efisiensi Kondensor terhadap <i>Loss Factor</i>	54
Gambar 4.9 Grafik Pengaruh Perubahan Air Pendingin Kondensor terhadap <i>Exergy Efficiency</i>	55
Gambar 4.10 Grafik Persentase Distribusi <i>Exergy Loss</i>	57
Gambar 4.11 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> pada <i>Compressor</i>	58
Gambar 4.12 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> pada <i>Combustor</i>	58
Gambar 4.13 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> pada <i>Gas Turbine</i>	58
Gambar 4.14 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> pada CEP.....	59
Gambar 4.15 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> Pada CWP	59
Gambar 4.16 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> pada <i>Deaerator</i>	59
Gambar 4.17 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> pada <i>Condenser</i>	60

Gambar 4.18 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> pada ST HP	60
Gambar 4.19 Grafik Distribusi <i>Exergy Loss</i> pada ST LP	60

Halaman ini Sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Comparison of Energy and Cost Savings and Cycle Efficiency of Base Case and Optimum Case</i>	8
Tabel 2.2 <i>Sensitivity of The Plant at Base Case to Varying Condenser Cooling Water Inlet Temperature</i>	8
Tabel 2.3 <i>Exergy Efficiency of Equipment</i>	12
Tabel 2.4 <i>Allowable Deviation from Specified Test Conditions</i>	20
Tabel 2.5 <i>Example of System Efficiency Table</i>	29
Tabel 2.6 <i>Example of Energy Balance Table</i>	30
Tabel 2.7 <i>Example of Exergy Value in The System Table</i>	31
Tabel 3.1 <i>Tipe Gas turbine dan Generator pada Grati- CCPP</i>	35
Tabel 3.2 <i>Paramater Data Design Heat and Mass Balance Grati, Pasuruan</i>	37
Tabel 3.3 <i>System Efficiency Hasil Pemodelan PLTGU</i>	46
Tabel 4.1 <i>Variasi Tingkat Keadaan Air Pendingin Kondensor</i>	48
Tabel 4.2 <i>Exergy Flow in System</i>	56

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR SIMBOL

\dot{E}_d	: Exergy Destruction or Exergy Loss	(MW)
\dot{Q}_{in}	: Heat added to System	(kJ/kg)
\dot{Q}_{out}	: Heat release from System	(kJ/kg)
\dot{W}_{gas}	: Work of Gas cycle	(kJ/kg)
\dot{W}_{vap}	: Work of Steam cycle	(kJ/kg)
\dot{W}_P	: Work of Pump	(kJ/kg)
\dot{W}_T	: Work of Steam Turbine	(kJ/kg)
\dot{W}_c	: Work of Compressor	(kJ/kg)
\dot{W}_t	: Work of Gas Turbine	(kJ/kg)
T_0	: Temperature Ambient	(°C)
η_{EX}	: Exergy Efficiency of system	
η_{TH}	: Thermal Efficiency of system	
η_k	: Efficiency of condenser	
e_f	: Exergy flow	(MW)
h	: Enthalpy	(kJ/kg)
LF	: Loss Factor	
\dot{m}_{CW}	: Mass flow rate condenser cooling water	(kg/s)
\dot{m}	: Mass Flow Rate	(kg/s)
\dot{m}_a	: Air Mass Flow Rate	(kg/s)
\dot{m}_f	: Fuel Mass Flow Rate	(kg/s)
\dot{m}_g	: Flue Gas Mass Flow Rate	(kg/s)
\dot{m}_v	: Steam Mass Flow Rate	(kg/s)
\dot{m}_w	: Condensate Mass Flow Rate	(kg/s)
s	: Entropy	(kJ/kg)
$T_{in\ CW}$: Temperature inlet condenser cooling water	(°C)
ΔT_{CW}	: Temperature difference condenser cooling water	(°C)
P	: Pressure	(bar)
R	: Gas constant	(kJ/kg °K)
T	: Temperature	(°C)
V	: Volume flow rate	(m ³ /s)
m	: Mass	(kg)
η	: Efficiency of system	

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Bedasarkan jenis pembangkit daya listrik, pembangkit listrik dengan siklus gabungan atau *Combine Cycle Power Plants* (CCPP) merupakan jenis pembangkit yang banyak digunakan. Pembangkit ini menggunakan gas alam sebagai bahan bakar utama dan memiliki nilai efisiensi kerja diatas 50% dibandingkan jenis pembangkit lain. Kapasitas produksi daya listrik besar membutuhkan bahan bakar gas dalam jumlah besar untuk proses pembakaran utama. Oleh sebab itu, untuk mengoptimalkan penggunaan bahan bakar gas, diperlukan evaluasi termal untuk mendapatkan nilai efisiensi *energy* dan *exergy* pada siklus pembangkit.

CCPP menggunakan 2 siklus dalam memproduksi daya listrik, yaitu siklus gas (*Bryton cycle*) dan siklus uap (*Rankine cycle*). Untuk memperoleh efisiensi siklus, diperlukan analisis perhitungan kalor (Q) yang dimanfaatkan pada setiap komponen pembangkit untuk menghasilkan kerja (W). Kerja siklus (W) dapat diperoleh dengan menghitung kalor yang ditambahkan pada siklus (Q_{in}) dikurangi kalor yang dilepas oleh siklus (Q_{out}). Dimana Q_{in} adalah kalor yang ditambahkan kedalam siklus pada proses pembakaran utama siklus gas, sedangkan Q_{out} adalah kalor yang dilepaskan oleh kondensor pada siklus uap. Dengan memperhatikan kondisi lingkungan sekitar, kedua parameter termal tersebut dapat mempengaruhi efisiensi *energy* dan *exergy* yang terjadi pada pembangkit.

Banyak penelitian yang telah dilakukan tentang analisis kondensor pada pembangkit listrik. Analisis dilakukan dengan memberikan variasi tingkat keadaan air pendingin pada kondensor, dengan tujuan dapat mengetahui pengaruh pada efisiensi termal kondensor dan efisiensi kerja siklus pembangkit. Efisiensi kondensor merupakan total kalor yang dilepas dari siklus pembangkit (Q_{out}). Hal ini berarti, dengan menurunkan total Q_{out} dapat meningkatkan kerja siklus pembangkit (W_{siklus}).

Pusat Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) Grati, Pasuruan dengan produksi daya *Gross* 526 MW menjadi bahan studi kasus penelitian ini. Parameter tingkat keadaan termodinamika tiap komponen pembangkit diperoleh dari *Design Heat and Mass Balance Diagram* PLTGU. Proses analisis dan pemodelan pada penelitian ini menggunakan data desain *heat and mass balance* sebagai *Base Condition*. Penelitian ini melakukan pemodelan dan simulasi menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo Ver. 5.1*. Variasi dalam pemodelan pembangkit yang diberikan adalah pada tingkat kondisi air pendingin kondensor mengacu pada standar uji kondensor (ASME PTC 12.1). *Inlet temperature* dari air pendingin kondensor (°C) divariasikan pada 35.6, 30, dan 24.4. Sedangkan untuk *mass flow* dari air pendingin kondensor (t/h) divariasikan pada 48373.5, 46070, dan 43766.5. Setelah itu dilakukan perhitungan *Power Output Gross (kW)* pada masing-masing variasi tingkat keadaan air pendingin kondensor menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo*. Diharapkan dari variasi tersebut didapatkan perbandingan tingkat keadaan air pendingin kondensor dapat meningkatkan efisiensi *energy* dan *exergy* pada siklus PLTGU. Dalam penelitian ini juga melakukan analisis pengaruh kondisi lingkungan terhadap performa dari PLTGU dengan memberikan variasi pada tingkat kondisi lingkungan. Diharapkan dengan memberikan variasi tersebut didapatkan perbandingan efisiensi *energy* dan *exergy* serta *exergy loss* pada keseluruhan siklus dan pada masing-masing komponen dalam PLTGU.

Dibawah ini beberapa jurnal referensi tentang analisis tingkat keadaan air pendingin kondenser dan evaluasi termodinamika untuk efisiensi *energy* dan *exergy* siklus pembangkit listrik.

A.N. Anozie dan O.J. Odejobi, (2011) melakukan penelitian tentang pengaruh variasi laju aliran air pendingin kondensor terhadap efisiensi sistem pada pembangkit termal. Penelitian ini merupakan sebuah studi kasus dengan parameter data yang diperoleh dari pembangkit listrik termal Egbin, Nigeria. Analisis penelitian menggunakan program komputer *Microsoft Excel Macro* untuk simulasi sirkulasi laju aliran air pada pembangkit termal dan menentukan

laju aliran air pendingin kondensor. Penelitian ini menunjukkan bahwa efisiensi siklus dapat ditingkatkan dengan memberikan variasi laju aliran air pendingin kondensor. Pengurangan sirkulasi laju aliran air yang digunakan untuk proses pendinginan pada kondensor dapat menghemat energi dan bahan bakar yang digunakan pada sistem.

Dutta A. dkk, (2013) melakukan penelitian studi analisis termodinamika terhadap pengaruh perbedaan suhu (ΔT) air pendingin kondensor terhadap *Loss Factor* pada unit pembangkit termal dengan daya 210 MW. Sebuah konsep baru *Loss Factor* telah diperkenalkan dalam penelitian ini dan didefinisikan sebagai rasio dari panas yang dilepaskan oleh uap memasuki kondensor dengan panas yang diserap oleh air pendingin. Penelitian ini menggunakan data parameter berupa tekanan kondensor, laju aliran massa uap, laju aliran massa air pendingin, total luas area permukaan dan pipa, dan bahan material masing-masing komponen. Variasi yang dilakukan dalam penelitian ini adalah peningkatan suhu air pendingin dari 5 °C sampai 19 °C. Kesimpulan dari penelitian ini adalah bahwa peningkatan efisiensi kondensor dan *Loss Factor* berkurang dengan meningkatnya kenaikan suhu air pendingin. Hasil analisis penelitian mendapatkan nilai efisiensi maksimum kondensor adalah pada nilai *Loss Factor* sama dengan satu.

Ersayin Erdem dkk, (2014) melakukan penelitian studi kasus analisis kinerja dari pembangkit listrik siklus gabungan ATAER, Turki. Penelitian menggunakan pendekatan hukum termodinamika 1 dan 2 secara teoretik dalam analisis efisiensi kinerja pembangkit listrik. Parameter data termodinamika diperoleh dari data aktual operasional pembangkit listrik ATAER, Turki. Tujuan penelitian adalah mendapatkan efisiensi *exergy* dan *exergy destruction* pada masing-masing komponen pembangkit, serta beberapa saran untuk pengembangan yang dapat dilakukan.

Woudstra Nico dkk, (2010) dalam penelitian tentang evaluasi termodinamika dari CCPP menggunakan program *Cycle Tempo* untuk menganalisis desain sistem pembangkit listrik pada *gas turbine*, *steam turbine*,

dan siklus *combined cycle*. Penelitian melakukan pemodelan pada kondisi tekanan berbeda. Variasi kondisi tekanan yang dilakukan adalah 1 tekanan atau *low pressure* (LP) , 2 tekanan atau *intermediate pressure* (IP), dan 3 tekanan *high pressure* (HP). Program *Cycle Tempo* memberikan hasil perhitungan efisiensi *exergy*, *exergy loss* dan *value diagram* tiap komponen. Dengan hasil tersebut, dilakukan analisis efisiensi *internal exergy* menggunakan suhu setara termodinamika perpindahan panas dari siklus pembangkit. Penelitian ini menjabarkan bagaimana *internal exergy* dihitung dan diperkirakan menggunakan pendekatan termodinamika. Tujuan penelitian adalah mendapatkan hasil analisis efisiensi *internal exergy* sebagai landasan memberikan saran pengembangan lebih lanjut dalam pemodelan pembangkit daya listrik.

Tiwari A.K. Dkk, (2013) yang melakukan penelitian tentang pengaruh suhu lingkungan terhadap kinerja pembangkit listrik tenaga gabungan. Penelitian ini merupakan sebuah studi kasus pada pembangkit listrik tenaga gabungan NTPC (National Thermal Power Corporation) yang berada di Dardi, India dengan kapasitas 817 MW unit *gas turbine*. Penelitian ini membahas pengaruh suhu lingkungan terhadap efisiensi siklus gabungan, efisiensi *Gas cycle*, *exergy destruction* pada tiap komponen, dan *exergy loss* pada stack, dan *air fuel ratio* pada variasi TIT.

1.2 Rumusan Masalah

Referensi jurnal dan latar belakang menjelaskan pentingnya melakukan penelitian untuk mengetahui efisiensi kinerja dari sebuah pembangkit listrik. Rumusan masalah penelitian adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana melakukan pemodelan dan simulasi termodinamika PLTGU Grati, Pasuruan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo*?
2. Bagaimana pengaruh perubahan tingkat keadaan air pendingin kondensor terhadap efisiensi *energy* dan *exergy* PLTGU Grati, Pasuruan?
3. Bagaimana pengaruh kondisi lingkungan terhadap efisiensi *energy* dan *exergy* PLTGU Grati, Pasuruan?

1.3 Batasan Masalah

Penelitian ini melakukan pemodelan dan simulasi PLTGU. Adapun beberapa batasan masalah dalam penelitian, diantaranya:

1. Penelitian menggunakan data *design heat and mass balance* PLTGU Grati, Pasuruan pada beban konstan 100%.
2. Siklus yang bekerja diasumsikan dalam keadaan tunak.
3. Komposisi udara yang digunakan adalah *Standart Air*.
4. Air pendingin kondensor PLTGU Grati, Pasuruan berasal dari air laut Selat Madura.
5. Komposisi gas alam yang digunakan sesuai data *Gas Testing* PGN–Intertek Waru, Sidoarjo.
6. Rugi-rugi panas pada tiap instalasi perpipaan diabaikan.
7. Kebocoran pada sistem diasumsikan tidak ada, sehingga diasumsikan tidak terjadi penurunan tekanan.
8. Tipe kondensor yang digunakan dalam penelitian adalah *Steam Surface Condenser*.
9. Simulasi dan pemodelan penelitian menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo Ver 5.1*.

1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah, maka tujuan dari penelitian, adalah:

1. Menghitung tingkat keadaan termodinamika berupa *Mass flow*, *Pressure*, *Temperature*, dan *Enthalpy* pada setiap komponen.
2. Mengetahui efisiensi *energy* dan *exergy* dari PLTGU Grati, Pasuruan dari data *heat and mass balance* yang disimulasikan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo*.
3. Mendapatkan nilai efisiensi *energy* dan *exergy* pada variasi tingkat keadaan air pendingin kondensor dan suhu lingkungan PLTGU Grati, Pasuruan.

1.5 Manfaat Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah, maka manfaat dari penelitian ini, adalah :

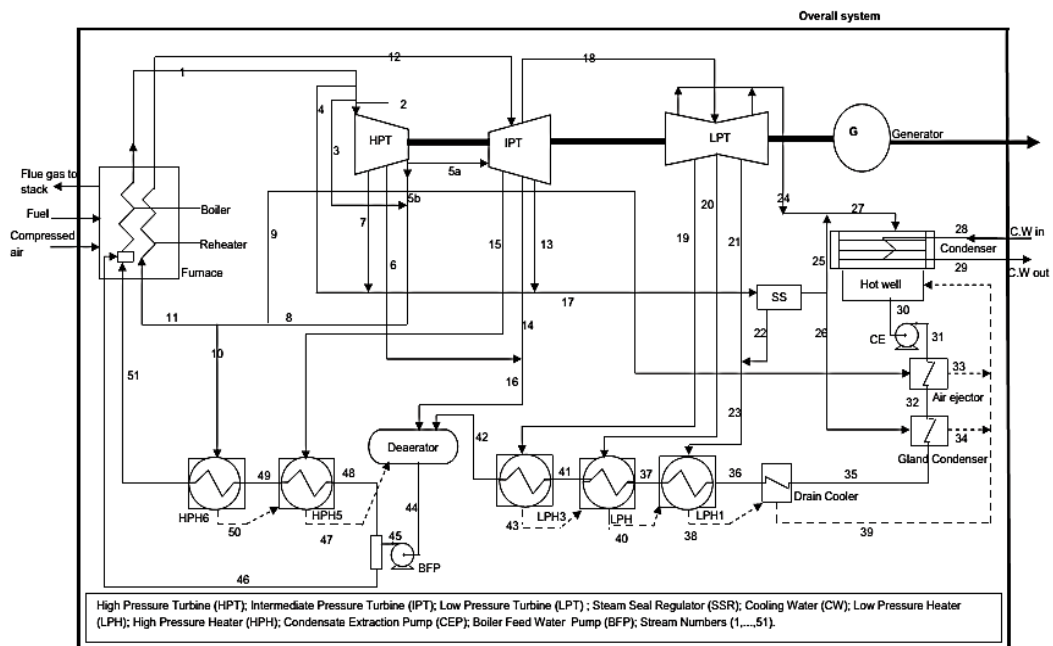
1. Untuk mendapatkan pemodelan yang sesuai untuk PLTGU Grati, Pasuruan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo*.
2. Mengetahui cara melakukan evaluasi efisiensi *energy* dan *exergy* pada suatu PLTGU dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo*.
3. Sebagai referensi tambahan untuk penelitian lebih lanjut tentang pengaruh kondisi air pendingin kondensor terhadap performa PLTGU.
4. Dapat memahami dan mengetahui tentang konsep peningkatan performa PLTGU.
5. Dapat memberikan saran pengembangan yang dapat dilakukan untuk meningkatkan performa kerja unit pembangkit.

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Berikut beberapa referensi penelitian tentang evaluasi dan analisis secara termodinamika untuk mendapatkan efisiensi *energy* dan *exergy* pada pembangkit listrik, antara lain:

A.N. Anozie dan O.J. Odejobi, (2011) dalam jurnal yang berjudul “*The Search for Optimum Condenser Cooling Water Flow Rate in A Thermal Power Plant*”, melakukan penelitian studi kasus pada pembangkit listrik termal Egbin, Nigeria. Pembangkit ini memiliki kapasitas produksi 220 MW dengan skema pembangkit listrik termal seperti pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 *Egbin Thermal Power Plant* (Anozie, 2011)

Penelitian menggunakan program komputer *Microsoft Excel Macro* untuk melakukan simulasi sirkulasi laju aliran air pada pembangkit termal dan menentukan laju aliran air pendingin kondensor. Program *Macro* melakukan perhitungan tersebut dengan pendekatan persamaan teoretik *heat and*

mass balance hukum termodinamika 1 dan 2. Dalam penelitian dilakukan perhitungan efisiensi keseluruhan siklus pembangkit termal, *energy consumption*, dan *energy saving* dengan variasi *Base case* dan *Optimum case* sebagai laju aliran air pendingin kondensor, dapat dilihat pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1 *Comparison of Energy and Cost Savings and Cycle Efficiency of Base Case and Optimum Case*

Data	Base case (32660 m ³ /h)	Optimum case (32000 m ³ /h)
Existing unit heat rate (kJ/kWh)	9808.36	9808.36
Proposed unit heat rate (kJ/kWh)	9808.36	9438.28
Calorific value of fuel (kJ/kg)	60.42	60.42
Previous fuel rate for steam generation (kg/h)	35,711,836.26	—
Present fuel rate for steam generation (kg/h)	—	34,364,405.95
Fuel saved per annum (kg/yr)	(0.00)	10,799,444,868.39
% Fuel saving	0.0%	3.8%
Density of natural gas (kg/m ³)	635	635
Price of natural gas (\$/MMBTU)	4.35	4.35
Fuel cost (\$/y)	71,119,320.93	68,435,943.12
Electricity cost (\$/yr)	18,773,333.33	18,773,333.33
Energy cost (\$/yr)	89,892,654.27	87,209,276.45
Amortized fixed capital cost (\$/yr)	2,143,258.75	1,564,560.32
Operating cost (\$/yr)	92,035,913.01	88,773,836.78
Fuel cost saving per unit (\$/yr)	—	2,683,377.81
Fuel cost saving in 6 turbine units (\$/yr)	—	16,100,266.88
Existing cycle efficiency	43.0	—
Proposed cycle efficiency	—	45.0

Sumber: Anozie, 2011

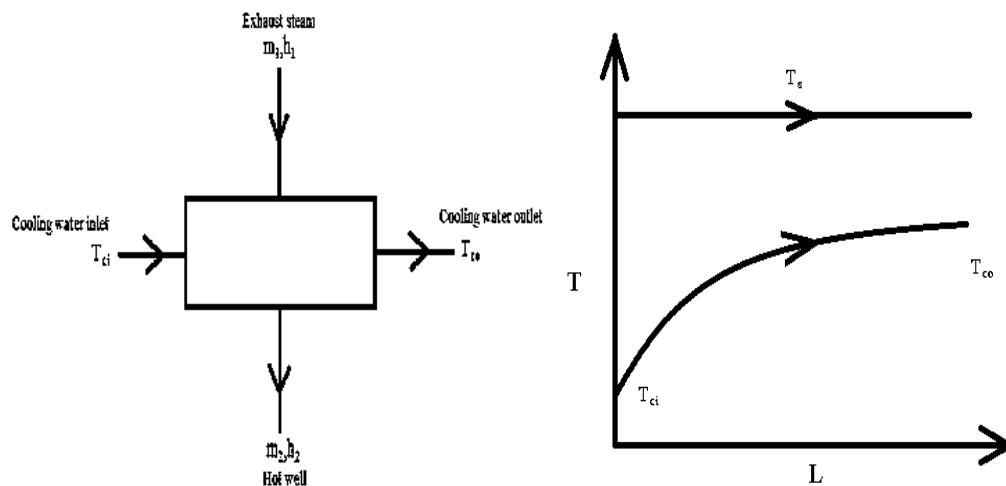
Kesimpulan dari penelitian ini adalah dengan laju aliran air pendingin kondensor *Optimum case* 32.000 m³/h dan luas area *heat exchanger* 8.113 m², dapat meningkatkan efisiensi siklus sebesar 2% dan penghematan bahan bakar 3,8%. Tabel 2.2 menunjukkan bahwa perubahan suhu *inlet* air pendingin kondensor dapat mempengaruhi *fuel consumption* dan efisiensi siklus dan pada pembangkit.

Tabel 2.2 *Sensitivity of The Plant at Base Case to Varying Condenser Cooling Water Inlet Temperature*

Cooling Water Inlet Temperature (°C)	25	26	27
Condenser Pressure (kPa)	6.94	7.20	7.48
Condenser Temperature (°C)	35.2	36.5	38
Boiler Feedwater Enthalpy (kJ/kg)	851.50	885.56	919.68
Fuel Consumption (kg/s)	10,514.04	10,399.65	10,281.00
Cycle Efficiency (%)	40.2	40.8	41.3

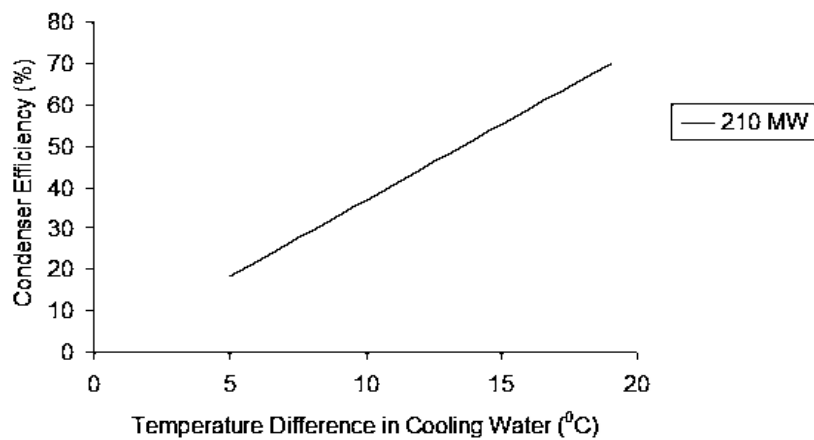
Sumber: Anozie, 2011

Dutta A. dkk, (2013) yang berjudul “*Study on The Effect of Cooling Water Temperature Rise on Loss Factor and Efficiency of Condenser for A 210 MW Thermal Power Unit*” melakukan analisis pengaruh perbedaan suhu *inlet* dan *outlet* air pendingin kondensor terhadap *loss factor* dan efisiensi kondensor. *Loss Factor* adalah rasio perbandingan kalor yang dilepas oleh uap dengan kalor yang diserap air pendingin. Sedangkan efisiensi kondensor adalah perbandingan dari selisih suhu *outlet* (T_{co}) dikurangi suhu *inlet* (T_{ci}) air pendingin dengan suhu saturasi (T_s) uap dikurangi suhu *inlet* (T_i) air pendingin seperti terlihat pada Gambar 2.2.



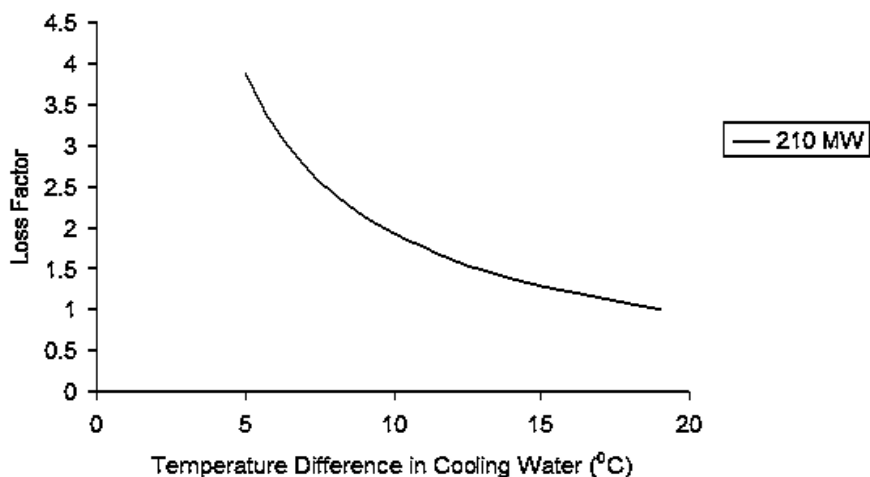
Gambar 2.2 *Energy Balance and T-L Diagram of Condenser* (Dutta, 2013)

Efek peningkatan selisih suhu *inlet* dan *outlet* air pendingin terhadap efisiensi kondensor dapat dilihat pada Gambar 2.3. Pada penelitian tersebut beban, tekanan, dan kalor yang dilepas uap pada kondensor diasumsikan tetap. Perbedaan suhu air pendingin pada penelitian divariasikan 5 °C sampai 19 °C. Jika peningkatan suhu air pendingin mendekati suhu saturasi uap seperti Gambar 2.2, maka efisiensi kondensor meningkat. Sebaliknya, ketika peningkatan suhu rendah, maka efisiensi kondensor rendah. Hal ini terjadi karena selisih suhu *inlet* dan *outlet* air pendingin berhubungan secara linear dengan efisiensi kondensor.



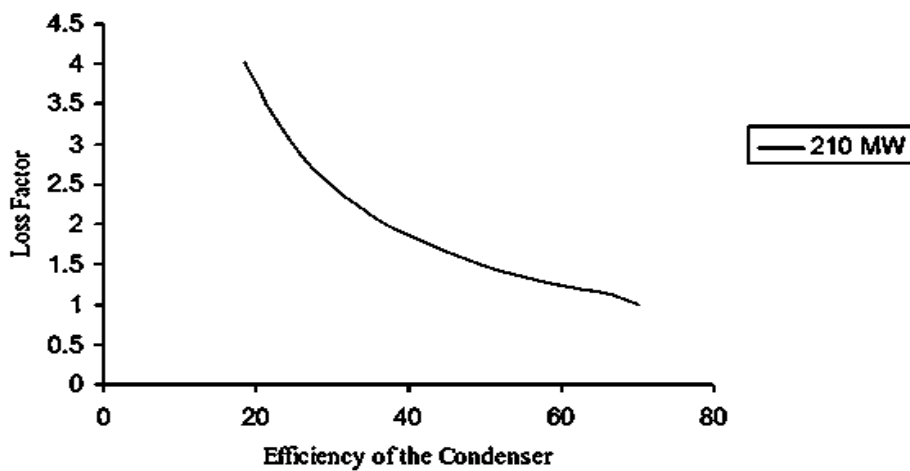
Gambar 2.3 Efisiensi Kondensor vs Selisih Suhu Air Pendingin (Dutta, 2013)

Efek peningkatan selisih suhu *inlet* dan *outlet* air pendingin terhadap *loss factor* dapat dilihat pada Gambar 2.4. Pada beban tertentu, *loss factor* meningkat ketika selisih suhu air pendingin rendah, sebaliknya *loss factor* akan menurun ketika selisih suhu air pendingin meningkat. Sehingga dapat disimpulkan bahwa kondensor harus dioperasikan pada selisih suhu air pendingin yang tinggi, untuk mengurangi *loss factor*.



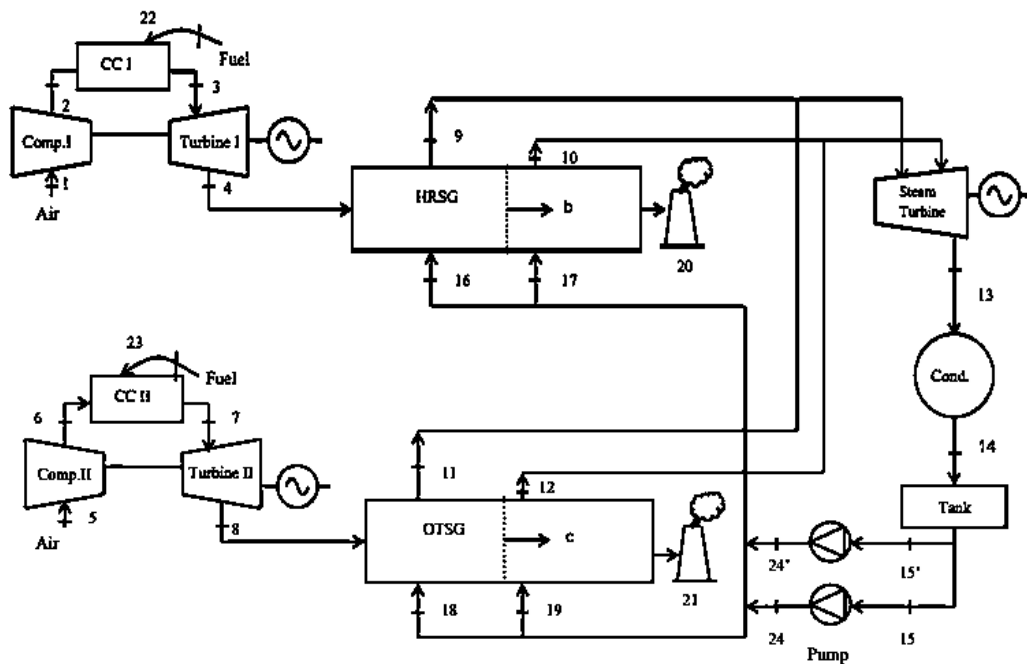
Gambar 2.4 *Loss Factor* vs Selisih Suhu Air Pendingin (Dutta, 2013)

Hubungan efisiensi kondensor *dengan loss factor* dapat dilihat pada Gambar 2.5. Pada beban dan tekanan tertentu, *loss factor* bernilai rendah pada saat nilai efisiensi kondensor tinggi. Efisiensi kondensor maksimum pada nilai *loss factor* sama dengan satu.



Gambar 2.5 *Loss Factor vs Efisiensi Kondensor* (Dutta, 2013)

Erdem Ersayin dan Leyla Ozgener, (2014) dalam jurnal berjudul "*Performance Analysis of Combined Cycle Power Plants: A Case Study*", melakukan analisis kinerja dari pembangkit listrik dengan siklus gabungan (CCPP). Pemodelan pembangkit dilakukan modifikasi desain sistem dari pembangkit listrik turbin gas ke CCPP dapat dilihat pada Gambar 2.6. Tujuan penelitian untuk memperoleh efisiensi *exergy* dan *exergy destruction* pada setiap komponen dan pengaruh tempertur udara sekitar pada efisiensi.



Gambar 2.6 Skema Pembangkit Listrik CCPP ATAER, Turki (Ersayin, 2014)

Pada skema pembangkit terdapat HRSG dan *Once Through Steam Generator* (OTSG). Perbedaannya adalah HRSG mempunyai *steam drum* untuk menyimpan uap dalam jumlah tertentu dari uap yang diproduksi, sedangkan OTSG tidak mempunyai *steam drum*.

Penelitian menggunakan parameter data aktual operasional pembangkit listrik ATAER, Turki. Analisis kinerja untuk mendapatkan efisiensi *energy* dan *exergy* pada siklus pembangkit dilakukan dengan pendekatan persamaan perhitungan secara teoretik sesuai hukum termodinamika 1 dan 2. Kondisi suhu udara luar berpengaruh pada efisiensi *energy* dan *exergy*, karena mempengaruhi tingkat *air fuel ratio* untuk proses pembakaran pada *combustion chamber*. Pernyataan tersebut sesuai dengan hasil perhitungan efisiensi *exergy* pada masing-masing komponen, ditunjukkan pada Tabel 2.3. Penelitian memberikan saran pengembangan berupa penambahan komponen *air cooling system* untuk pengkondisian suhu udara luar.

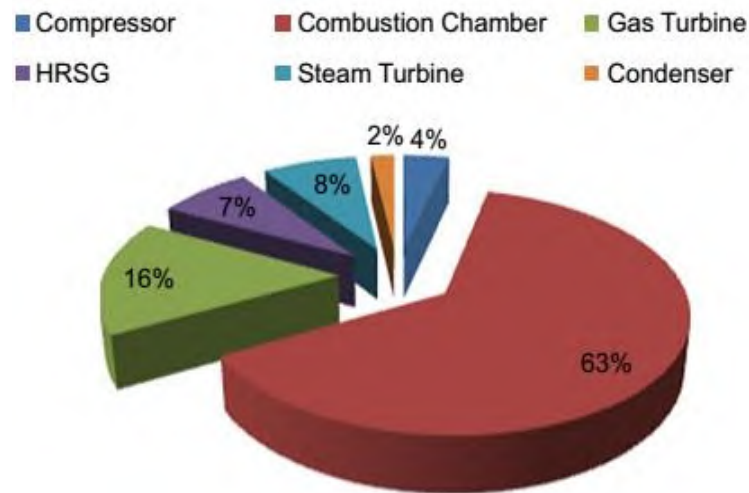
Tabel 2.3 *Exergy Efficiency of Equipment*

Equipment	Exergy Efficiency (%)
Compressor	84.9
Combustion Chamber	64
Gas Turbine	81.7
Heat Recovery Unit	71
Steam Turbine	81.1
Condenser	85

Sumber: Ersayin, 2014

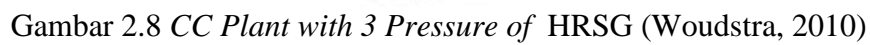
Combustion chamber memiliki nilai presentase rendah dalam efisiensi *energy* dan efisiensi *exergy* serta memiliki nilai *exergy destruction* paling tinggi, dapat dilihat pada Gambar 2.7. Berdasarkan penelitian tersebut disimpulkan bahwa diperlukan pembenahan pada komponen pembakaran, untuk menjaga komposisi *air fuel ratio* dengan mengurangi *excess air*. Saran pengembangan

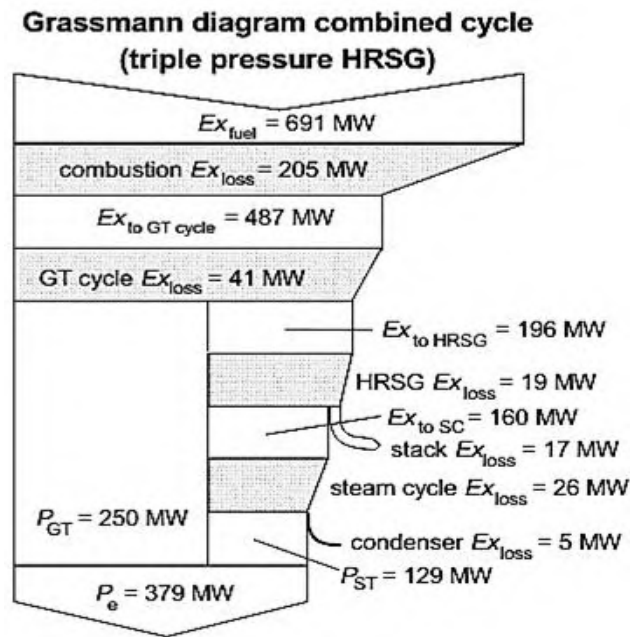
pada penelitian adalah penambahan sekat pada dinding mengurangi panas yang keluar dari *combustion chamber*. Analisis kinerja setelah melakukan penambahan komponen GT-HRSG pada pembangkit ATAER, Turki menghasilkan efisiensi energy 56 % dan exergy 50.04%.



Gambar 2.7 *Distribution of Exergy Destruction Rates* (Ersayin, 2014)

Woudstra Nico, dkk (2010) dengan jurnal penelitian berjudul "*Thermodynamic Evaluation of Combined Cycle Power Plants*", penelitian ini menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo* untuk menganalisis desain sistem pembangkit listrik pada *gas turbine*, *steam turbine*, dan *combined cycle*. pemodelan aliran siklus uap dengan memodifikasi 3 variasi tekanan (HP, IP, LP) pada HRSG, dapat dilihat pada Gambar 2.8. Penelitian membahas pengaruh *exergy* pada semua aliran fluida dari sistem dengan referensi menggunakan komposisi udara dari lingkungan pada suhu 15 °C. Pemodelan dan Simulasi termodinamika program *Cycle Tempo* menghitung efisiensi *exergy*, *exergy loss* dan *value diagram* pada setiap komponen sistem. Analisis efisiensi *internal exergy* dihitung dan diperkirakan dalam penelitian dengan menggunakan suhu setara termodinamika perpindahan panas dari siklus.



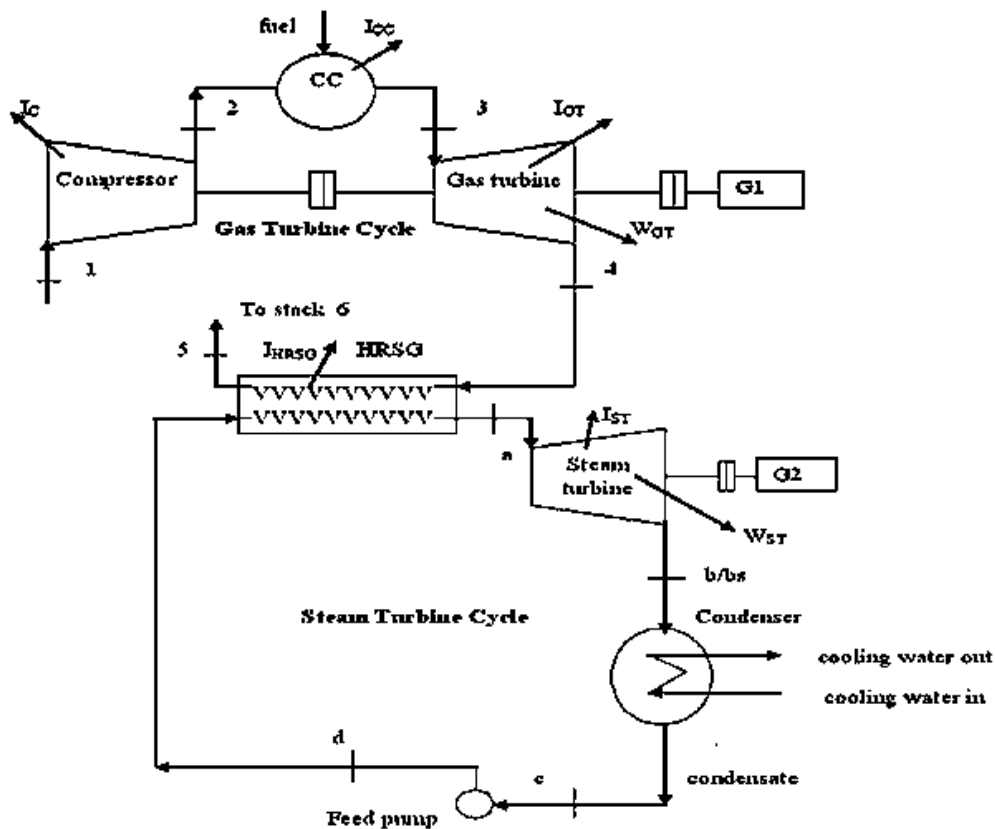


Gambar 2.9 *The Exergy Flow Diagram of The CC Plant with Triple Pressure HRSG* (Woudstra, 2010)

Gambar 2.9 menjelaskan bahwa kerugian didominasi oleh *exergy loss* dan *thermal* pada komponen pembakaran dari CCPP. Pembinaan untuk mengurangi kerugian tersebut terbatas, karena unsur utama pembakaran adalah bahan bakar. Penelitian memberikan rekomendasi untuk menggunakan tambahan analisis efisiensi exergy sebagai parameter untuk mengevaluasi kinerja secara termodinamika dari CCPP. Parameter efisiensi *energy* tidak menunjukkan kerugian termodinamika karena tidak mempertimbangkan pengaruh suhu perpindahan panas dari luar siklus. Saran pada penelitian ini adalah untuk peningkatan lanjut dari keseluruhan efisiensi pembangkit listrik sampai 70% atau bahkan lebih tinggi membutuhkan pengembangan sistem sel bahan bakar bersuhu tinggi seperti *Solid Oxide Fuel Cell* dan *Gas turbine hybrid systems*.

Tiwari A.K. Dkk, (2013) yang melakukan penelitian tentang pengaruh suhu lingkungan terhadap kinerja pembangkit listrik tenaga gabungan. Penelitian ini merupakan sebuah studi kasus pada pembangkit listrik tenaga gabungan NTPC (National Thermal Power Corporation) yang berada di Dardi, India dengan kapasitas 817 MW unit *gas turbine*. Skema pembangkit listrik

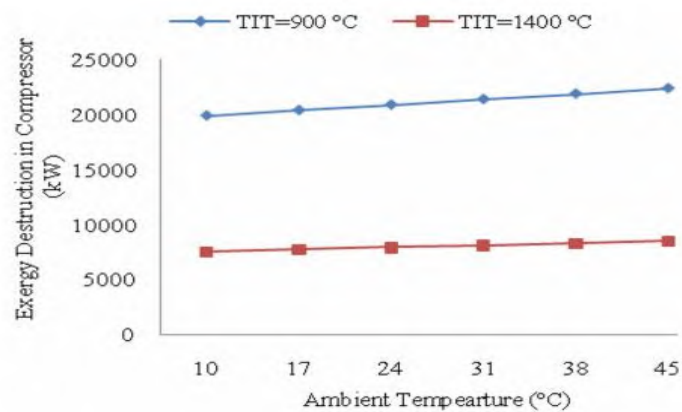
seperti yang ditunjukkan Gambar 2.10. Penelitian ini membahas pengaruh suhu lingkungan terhadap efisiensi siklus gabungan, efisiensi *Gas cycle*, *exergy destruction* pada tiap komponen, dan *exergy loss* pada stack, dan *air fuel ratio* pada variasi TIT.



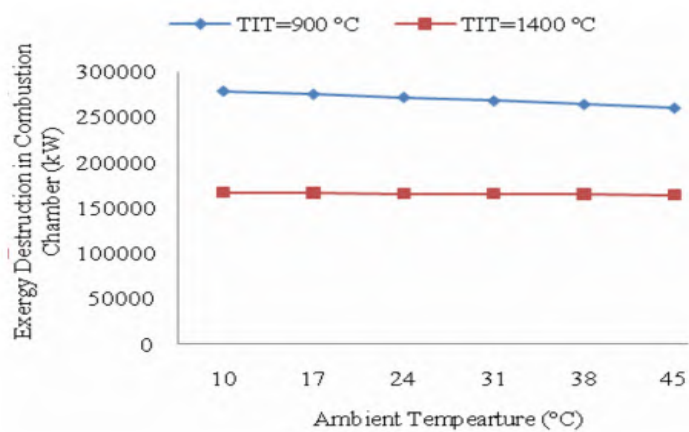
Gambar 2.10 *Schematic Diagram Of Combined Cycle* (Tiwari, 2013)

Setelah dilakukan analisis dan perhitungan *exergy* pada penelitian ini didapatkan hasil grafik pengaruh suhu lingkungan terhadap *exergy loss* atau *exergy destruction* yang terjadi pada masing-masing komponen, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.11, 2.12, 2.13, 2.14, dan 2.15. Grafik hasil distribusi *exergy destruction* pada tiap komponen pembangkit memiliki kesamaan tren hasil, yaitu semakin meningkat suhu lingkungan maka akan meningkat pula *exergy destruction* yang dihasilkan masing-masing komponen pembangkit. Kesimpulan pada penelitian ini adalah siklus gabungan kehilangan efisiensi sekitar 0,04% untuk setiap kenaikan suhu lingkungan, efisiensi turbin gas siklus penurunan dengan 0,03-0,07% untuk setiap kenaikan suhu lingkungan, *exergy destruction* di

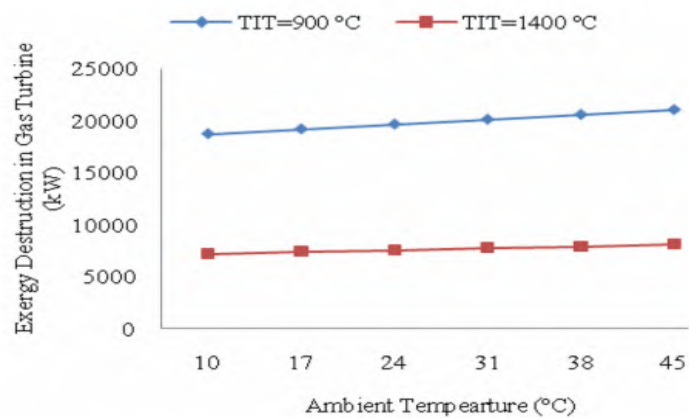
ruang bakar berkurang dengan peningkatan suhu lingkungan, *exergy destruction* kompresor, turbin gas, HRSG dan turbin uap meningkat dengan peningkatan suhu lingkungan.



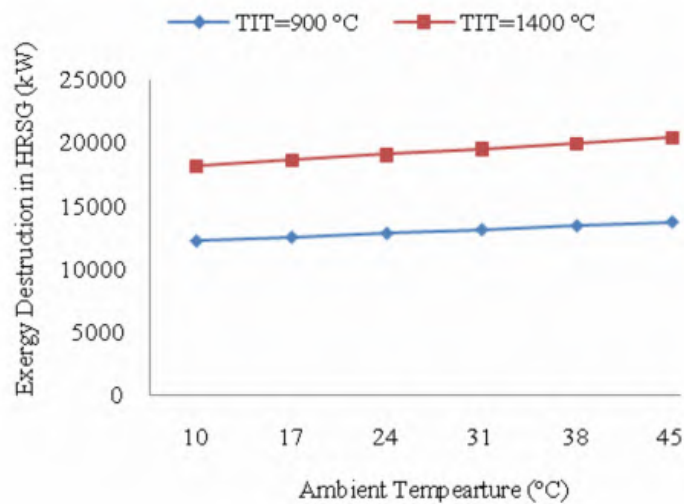
Gambar 2.11 *Exergy Destruction in Compressor* (Tiwari, 2013)



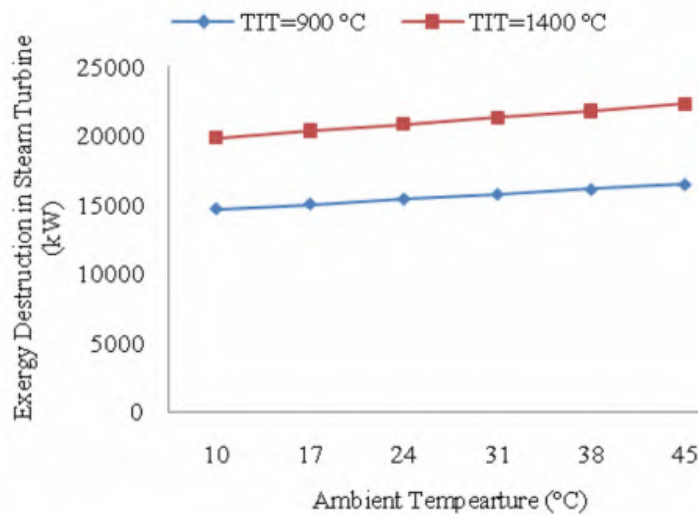
Gambar 2.12 *Exergy Destruction in Combustion Chamber* (Tiwari, 2013)



Gambar 2.13 *Exergy Destruction in Gas Turbine* (Tiwari, 2013)



Gambar 2.14 Exergy Destruction in HRSG (Tiwari, 2013)

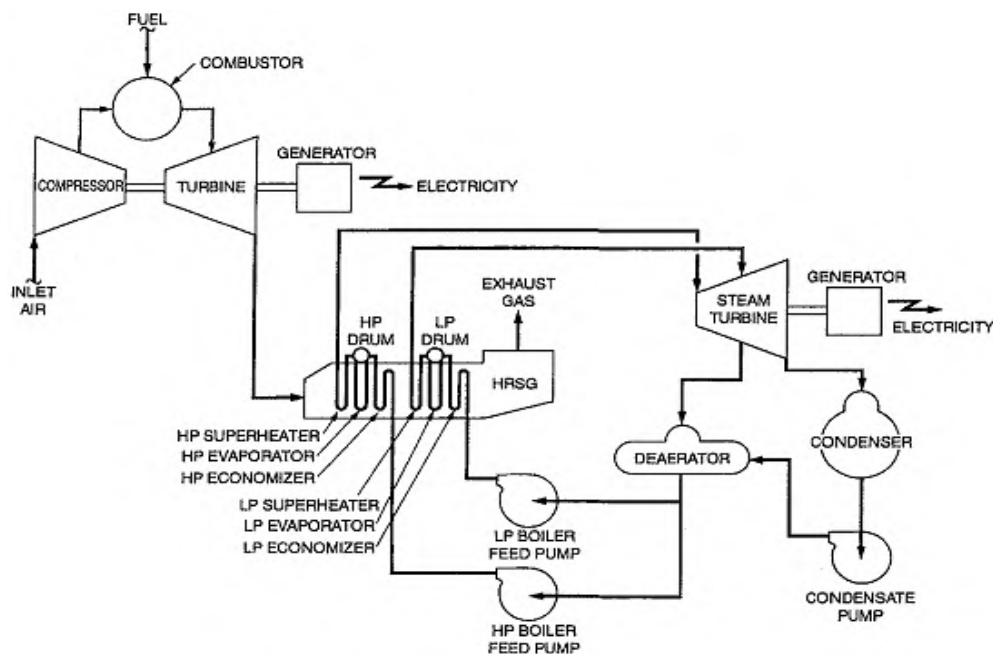


Gambar 2.15 Exergy Destruction in Steam Turbine (Tiwari, 2013)

2.2 Combined Cycle Power Plants

Combined Cycle Power Plants (CCPP) seperti pada Gambar 2.16, adalah unit pembangkit listrik dengan instalasi peralatan yang berfungsi mengubah energi panas menjadi energi listrik dengan menggabungkan dua siklus, yaitu siklus *Bryton* dan siklus *Rankine*. Prinsip kerja penggabungan siklus CCPP adalah memanfaatkan kembali panas gas buang pembangkit listrik tenaga gas (*Bryton cycle*) untuk menghasilkan uap sebagai fluida kerja pada pembangkit listrik tenaga uap (*Rankine cycle*). Komponen pada *rankine cycle* yang digunakan untuk menghasilkan uap adalah HRSG. Komponen HRSG berfungsi memanfaatkan

energi panas dari gas buang (*flue gas*) pembakaran turbin gas untuk memanaskan air sampai menjadi uap jenuh kering bertekanan tinggi. Uap jenuh kering bertekanan tinggi digunakan untuk memutar sudu (baling-baling) pada turbin uap sehingga turbin uap berputar. Putaran turbin uap (energi mekanik) dihubungkan pada generator untuk menghasilkan energi listrik. Karena menggunakan bahan bakar gas dalam proses pembakaran utama untuk menghasilkan energi listrik, maka efisiensi pada setiap komponen digunakan sebagai parameter untuk menentukan tingkat efisiensi proses pembakaran dan mengoptimalkan penggunaan bahan bakar.

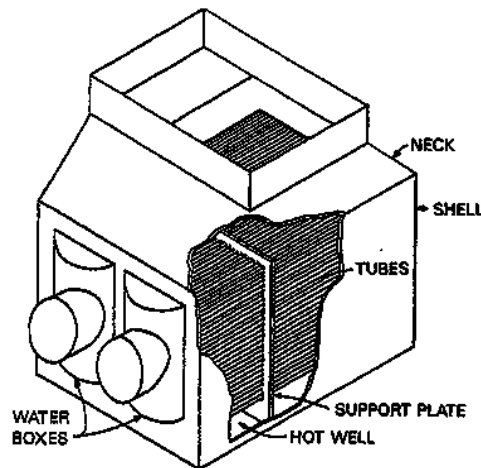


Gambar 2.16 *Combined Cycle Power Plant with Dual Pressure* (Black & Veatch, 1996)

2.3 Analisis Kinerja Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar kalor yang berfungsi untuk mengondensasikan fluida dari uap ke cair. Gambar 2.17 menunjukkan profil kondensor secara umum yang terdiri dari kotak air untuk *inlet* dan *outlet* saluran air pendingin, tabung, pelat penyangga tabung, *shell*, dan *hot well* dimana kondensat mengumpulkan. Kebanyakan komponen kondensor oleh pabrik dipasang langsung tepat dibawah turbin *exhaust* sehingga uap mengalir melalui kondensor *neck* kemudian masuk kondensor. Kondensor merupakan komponen

pelepasan kalor (Q_{out}) fluida kerja siklus uap pada CCPP. Oleh sebab itu, untuk meningkatkan efisiensi siklus CCPP perlu dilakukan pengujian kinerja kondensor.



Gambar 2.17 *Typical Condenser* (Black & Veatch, 1996)

ANSI/ASME PTC 12.2 *Performance Test Code on Steam Surface Condenser* merupakan metode yang direkomendasikan untuk mengukur kinerja dari kondensor. Untuk batasan variasi suhu yang diperbolehkan menurut PTC 12.1 dapat dilihat pada Tabel 2.4.

Tabel 2.4 *Allowable Deviation from Specified Test Conditions*

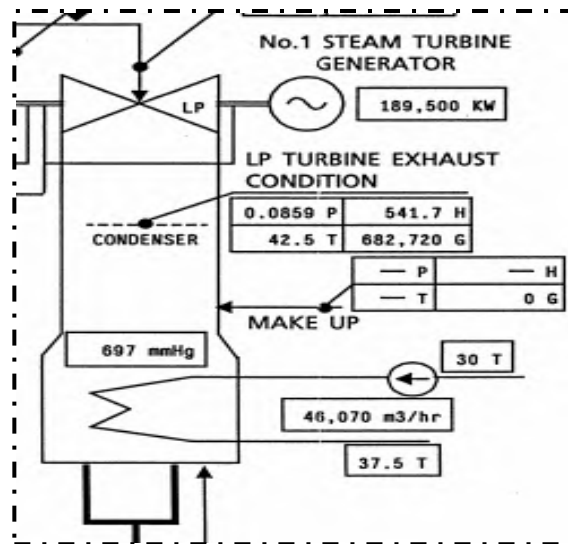
Testing Parameter	Deviation from Specified Test Conditions
Inlet Water Temperature	$\pm 5.6\text{ }^{\circ}\text{C}$
Heat Load	$\pm 5\%$
Cooling Water Flow	$\pm 5\%$

Sumber: ANSI/ASME PTC 12.2-1998

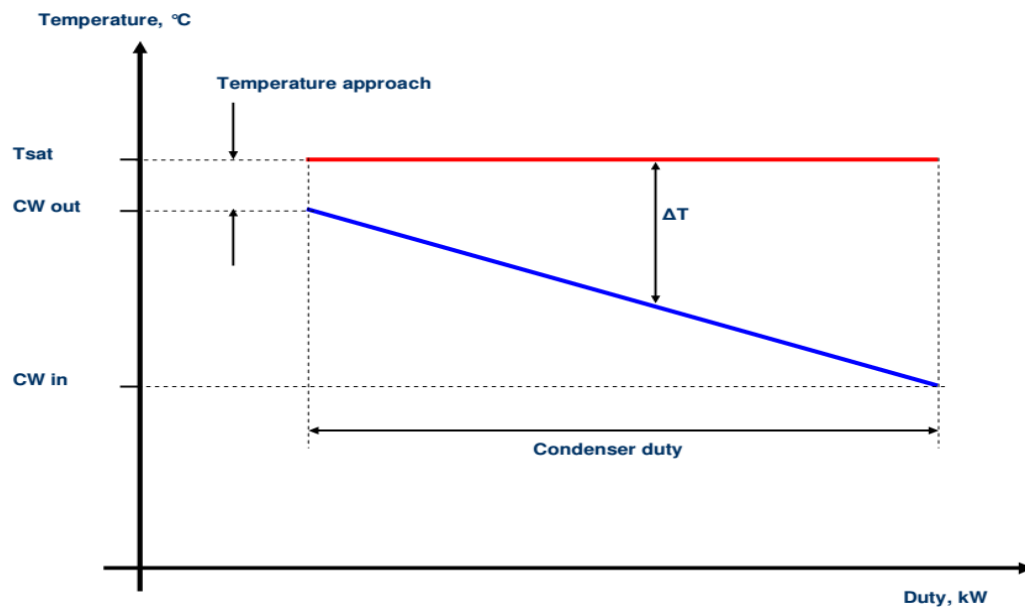
Dengan kondensor dirancang untuk kenaikan suhu $10\text{ }^{\circ}\text{F}$ atau $5.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, kesalahan satu derajat dalam membaca suhu *inlet* dan *outlet* dapat menyebabkan kesalahan 10% dalam menghitung kenaikan suhu pada kondensor (Black & Veatch, 1996).

Untuk parameter suhu dan *mass flow* diperoleh dengan pendekatan data desain *Heat and Mass Balance* PLTGU, kemudian diberikan variasi sesuai Tabel 2.4 untuk mendapatkan hasil *performance test* kondensor. Untuk *mass flow* air

pendingin diperoleh 460707 t/h sedangkan untuk *mass flow* uap sebesar 189.644 Kg/s. Sedangkan untuk Suhu *inlet* dan *outlet* air pendingin kondensor diperoleh 30°C dan 37°C, dapat dilihat pada Gambar 2.18.



Gambar 2.18 *Scheme of Condenser* (Indonesia Power PT., 2010)

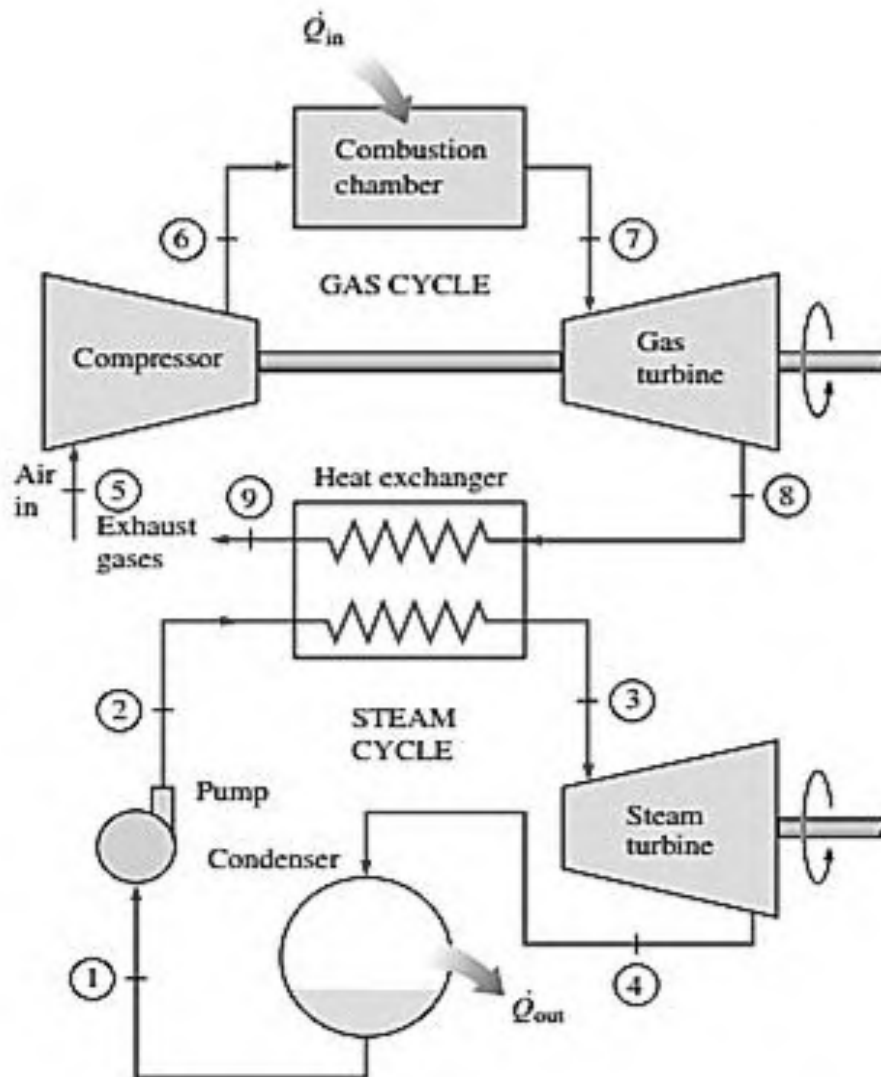


Gambar 2.19 *Condenser Temperature Profile* (HTS Forum, 2012)

Perbedaan suhu *inlet* dan *outlet* air pendingin kondensor (ΔT) mempengaruhi besarnya nilai kalor yang digunakan (*heat load*), ditunjukkan Gambar 2.19. Dengan memberikan variasi pada suhu dan *mass flow* air pendingin

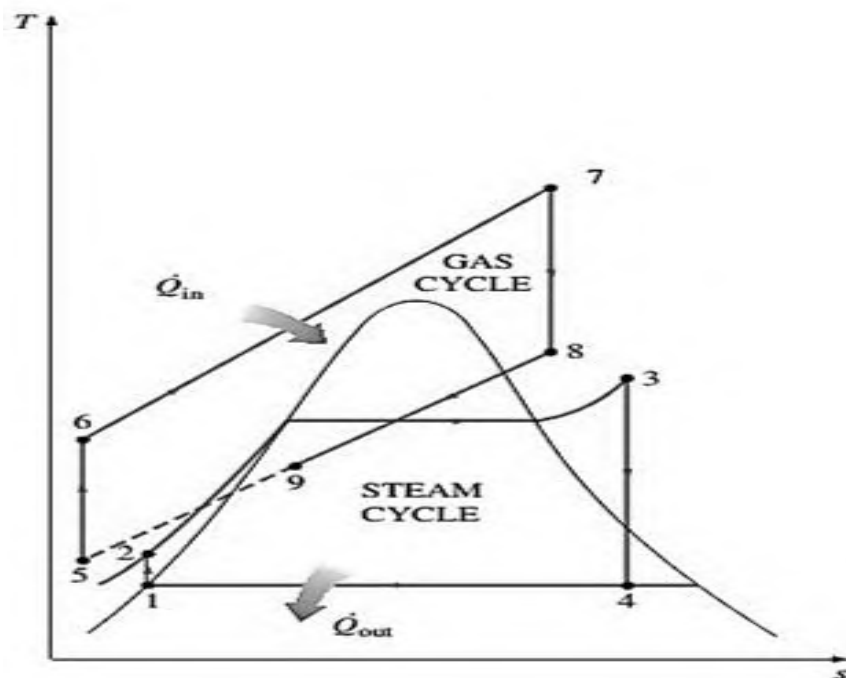
diharapkan dapat memperoleh nilai optimal *heat load* untuk meningkatkan efisiensi siklus dengan kondisi beban konstan.

2.4 Thermodynamic Analysis of CCPP



Gambar 2.20 *Combined Gas–Steam Power Plants* (Cengel, 2006)

Skema pembangkit listrik dengan siklus gabungan dapat dilihat pada Gambar 2.20. Dengan skema tersebut dilakukan perhitungan menggunakan persamaan dasar termodinamika dengan memperhatikan *mass balance*, *energy balance*, *exergy balance*, dan *entropy balance* yang bekerja pada sistem untuk mendapatkan efisiensi *energy* dan *exergy*.



Gambar 2.21 *T-s Diagram of Combined Cycle Power Plant* (Cengel, 2006)

Sebelum melakukan perhitungan, diperlukan parameter *pressure* (P), *temperature* (T), *enthalpy* (h) dan *mass flow rate* (\dot{m}) yang bekerja pada tingkat keadaan *inlet* dan *outlet* pipa pada masing-masing komponen. Tingkat keadaan masing-masing komponen dapat diperoleh dari data T-s diagram CCPP seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.21, atau menggunakan data Desain *Heat and Mass Balance* dari CCPP.

Sebelum melakukan perhitungan, perlu memberikan batasan berupa asumsi yang digunakan dalam perhitungan termodinamika. Asumsi yang digunakan adalah sebagai berikut (Moran, 2011):

1. Setiap komponen dari skema pada Gambar 2.20 dianalisis sebagai *control volume* dengan kondisi *Steady State*.
2. Turbin, kompresor, pompa, dan alat penukar panas beroperasi secara adiabatik.
3. Efek perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. Tidak ada penurunan tekanan untuk aliran melalui ruang bakar, alat penukar panas, dan kondensor.
5. Analisis udara standar digunakan untuk turbin gas.

Penjabaran perhitung menggunakan skema CCPP Gambar 2.20 adalah sebagai berikut. Analisis pertama dilakukan pada siklus turbin gas. Pada komponen *combustor* terjadi proses pembakaran akibat percampuran antara bahan bakar gas dan udara. Perhitungan *mass flow rate* udara (\dot{m}_a) dan *mass flow rate fuel* (\dot{m}_f) yang masuk dalam *combustor*. Menggunakan *Ideal Gas Law* [7], didapatkan perumusan sebagai berikut:

$$P V = \dot{m} R T \quad (1)$$

Dimana,

- $P =$ Absolute pressure, Pa
- $V =$ Volume flow rate, Nm^3/s
- $R =$ Gas constant, $\text{m}^3\text{Pa}/\text{kg K}$
- $T =$ Absolute temperature, K
- $\dot{m} =$ Mass flow rate, kg/s

Untuk *mass flow udara* (\dot{m}_a), menggunakan referensi *standart air*. Untuk *mass flow rate fuel* (\dot{m}_f), menggunakan perhitungan sesuai komposisi gas alam yang digunakan pada CCPP. Pada komponen siklus tenaga uap, *mass flow rate* uap (\dot{m}_v) dan *flue gas mass flow rate* (\dot{m}_g) dihitung dengan menerapkan kesetimbangan massa dan energi untuk kerja *heat exchanger*.

$$\dot{m}_v (h_3 - h_2) = \dot{m}_g (h_8 - h_9) \quad (2)$$

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_g} = \frac{(h_8 - h_9)}{(h_3 - h_2)} \quad (3)$$

Dalam analisis energi perlu menghitung *work* (W) dan *heat* (Q) persatuan massa yang bekerja pada siklus dari masing-masing komponen pada pembangkit sehingga dapat diketahui efisiensi dari siklus. Perumusannya sebagai berikut:

a. *Compressor*

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} = h_6 - h_5 \quad (4)$$

b. *Gas turbine*

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g} = h_7 - h_8 \quad (5)$$

Dimana

$$\dot{W}_{gas} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (6)$$

c. *Steam Turbine*

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}_v} = h_4 - h_3 \quad (7)$$

d. *Pump*

$$\frac{\dot{W}_P}{\dot{m}_w} = h_2 - h_1 \quad (8)$$

Dimana

$$\dot{W}_{vap} = \dot{W}_T - \dot{W}_P \quad (9)$$

e. Total kalor yang ditambahkan dalam siklus,

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_f} = h_7 - h_6 \quad (10)$$

f. Total kalor yang dilepas siklus pada kondensor adalah,

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}_v} = h_4 - h_1 \quad (11)$$

g. Efisiensi termal

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_{gas} - \dot{W}_{vap}}{\dot{Q}_{in}} \quad (12)$$

Tingkat kesetimbangan energi dan massa diterapkan pada turbin gas dan siklus tenaga uap memberikan *net power* yang dikembangkan oleh masing-masing komponen.

$$\dot{W}_{gas} = \dot{m}_g [(h_7 - h_8) - (h_6 - h_5)] \quad (13)$$

$$\dot{W}_{vap} = \dot{m}_v [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \quad (14)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{gas} + \dot{W}_{vap} \quad (15)$$

Dengan skema Gambar 2.20 sebagai volume atur dan menggunakan asumsi sebelumnya, nilai *exergy* pada masing-masing komponen dapat dihitung dengan persamaan dasar analisis *exergy*. Aliran *exergy* (e_f) pada komponen *compressor*,

$$e_f \text{ Compressor} = e_{f5} - e_{f6}$$

$$e_{f5} - e_{f6} = (h_5 - h_6) - T_0(s_5 - s_6) + \frac{(V_5^2 - V_6^2)}{2} + g(z_5 - z_6) \quad (16)$$

Persamaan no 16 adalah persamaan dasar untuk *exergy flow* (e_f), kemudian nilai

$$\frac{(V_5^2 - V_6^2)}{2} + g(z_5 - z_6) = 0, \text{ karena menggunakan asumsi no 3.}$$

Exergy flow pada komponen ruang bakar (*combustor*) adalah $e_{f7} - e_{f6}$

$$\begin{aligned} e_{f7} - e_{f6} &= \dot{m}_g [(h_7 - h_6) - T_0(s_7 - s_6)] \\ e_{f7} - e_{f6} &= \dot{m}_g \left[h_7 - h_6 - T_0 \left(s_7^0 - s_6^0 - R \ln \frac{P_7}{P_6} \right) \right] \end{aligned} \quad (17)$$

$R \ln \frac{P_7}{P_6} = 0$, karena menggunakan asumsi no 4.

Exergy flow pada komponen *exhaust* adalah

$$e_{f9} - e_{f5} = \dot{m}_g [(h_9 - h_5) - T_0(s_9 - s_5)] \quad (18)$$

Persamaan dasar dari *exergy destruction* per satuan massa adalah

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{\sigma}_{cv} \quad (19)$$

Dengan,

T_0 adalah suhu lingkungan sekitar sistem (*ambient*)

$\dot{\sigma}_{cv}$ adalah Δ entropi pada *control volume*

The rates of exergy destruction (exergy loss) untuk *gas turbine, compressor, steam turbine, pump, and heat exchanger* dievaluasi dengan perhitungan dibawah ini:

1. *Gas turbin*

$$\begin{aligned} \dot{E}_d &= \dot{m}_g T_0 (s_8 - s_7) \\ \dot{E}_d &= \dot{m}_g T_0 \left(s_8^0 - s_7^0 - R \ln \frac{P_8}{P_7} \right) \end{aligned} \quad (20)$$

2. *Compressor*

$$\dot{E}_d = \dot{m}_g T_0 \left(s_6^0 - s_5^0 - R \ln \frac{P_6}{P_5} \right) \quad (21)$$

3. *Steam turbine*

$$\dot{E}_d = \dot{m}_v T_0 (s_4 - s_3) \quad (22)$$

4. *Pump*

$$\dot{E}_d = \dot{m}_v T_0 (s_2 - s_1) \quad (23)$$

5. *Heat exchanger*

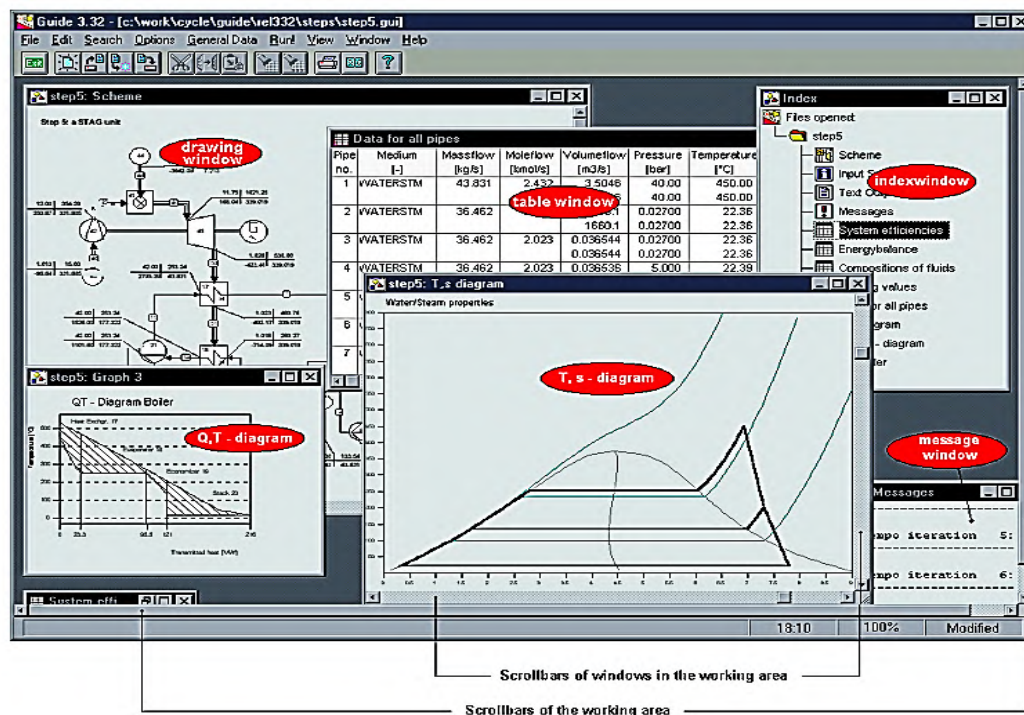
$$\dot{E}_d = T_0 [\dot{m}_g (s_9 - s_8) - \dot{m}_v (s_3 - s_2)] \quad (24)$$

2.5 Perangkat Lunak *Cycle Tempo*

Perangkat lunak *Cycle Tempo* adalah sebuah program pemodelan termodinamika dan optimasi sistem konversi energi untuk produksi listrik, panas dan pendinginan. Tujuan utama program adalah untuk menghitung parameter setara termodinamika yaitu *pressure*, *temperature*, *enthalpy*, *entropy*, *mass flow*, *energy*, dan *exergy* yang terjadi pada siklus pemodelan pembangkit. Jika pemodelan dan perhitungan berhasil disimulasikan maka dapat diketahui nilai efisiensi *energy* dan *exergy* masing-masing komponen pada sistem. Kestimbangan kimia dan komposisi dari laju aliran campuran dari suatu proses atau kombinasi sebagai berikut :

1. *Steam or water cycles*
2. *Gas turbine cycles*
3. *Potassium topping cycles*
4. *Fuel cell systems*
5. *Coal gasification systems*
6. *Vapor compression refrigeration machines and heat pumps*
7. *Absorption refrigeration machines and heat pumps*

Program dapat digunakan untuk simulasi proses unit pembangkit baru supaya dapat dihitung dan dioptimalkan. Selain itu program dapat melakukan evaluasi dan pengujian hasil dari unit pembangkit yang sudah beroperasi dengan membandingkan hasil lapangan dan simulasi. Pada penelitian menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo ver 5.1*, dengan tampilan *working area* dapat dilihat pada Gambar 2.22.



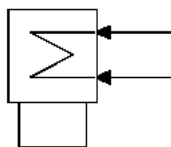
Gambar 2.22 Window in Working Area (Cycle Tempo, 2006)

2.6 Pemodelan Kondensor pada Cycle Tempo

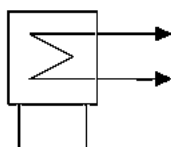
Primary side (cooling side):

Number of inlets = 1
Number of outlets = 1

Primary inlets



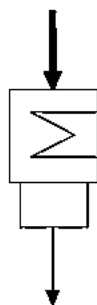
Primary outlets



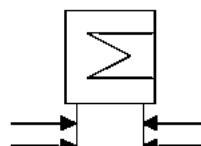
Secondary side

Minimum number of inlets = 1 (Main vapor inlet)
Maximum number of inlets = 5
Number of outlets = 1

Main vapor inlet and secondary outlet



Condensate inlets



Gambar 2.23 Scheme of Condenser (Cycle Tempo, 2006)

Primary side adalah aliran air pendingin yang masuk dan keluar dari kondensor. *Secondary side* merupakan aliran uap yang masuk dan keluar dari kondensor. Selain itu terdapat penambahan air kondensat (*condensate inlet*) dari siklus kedalam *hot well* kondensor, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.23. Tingkat keadaan yang disimulasikan adalah suhu, tekanan, enthalpy, dan laju aliran fluida. Program *Cycle Tempo* melakukan simulasi dan iterasi pemodelan berdasarkan dengan tingkat keadaan yang diberikan atau *input data apparatus*.

2.7 Analisis Energy dan Exergy pada Cycle Tempo

Setelah melakukan pemodelan dan simulasi, hasil kalkulasi untuk *energy* dan *exergy* yang terjadi pada pembangkit dijabarkan dalam bentuk tabel dan grafik sebagai berikut:

a. Efisiensi Sistem

Dalam efisiensi sistem didapatkan parameter utama berupa *Input energy*, *Energy consumption*, *Power production*, dan *Heat production*. Contoh rincian efisiensi sistem disajikan pada Tabel 2.5.

Tabel 2.5 Example of System Efficiency Table

stag: System efficiencies							
	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]	Exergy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	44	Fuel Source	10	274102.41	274102.41	286391.56	286391.53
Delivered gross power	2	Generator	G	80000.00		80000.00	
	1	Generator	G	39621.41		39621.41	
					119621.41		119621.41
Aux. power consumption	8	Pump	8	26.64		26.64	
	6	Pump	8	1528.07		1528.07	
	22	Pump	8	32.52		32.52	
	4	Pump	8	264.42		264.42	
					1851.65		1851.65
Delivered net power					117769.76		117769.76
Efficiencies	gross			43.641 %		41.768 %	
	net			42.966 %		41.122 %	

Total absorbed

Total gross delivered

Total consumption

Total net delivered

Energy values

Exergy values

Sumber: Cycle Tempo, 2006

b. *Energy Balance*

Dalam *energy balance* jumlah energi yang ditransfer dari atau ke lingkungan disajikan pada setiap komponen dan sambungan pipa. Kesetimbangan energi selalu dihasilkan setelah simulasi berjalan sukses. Contoh rincian *energy balance* dapat dilihat pada Tabel 2.6.

Tabel 2.6 *Example of Energy Balance Table*

No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy) [kW]	Energy loss (HHV) [kW]	Energy loss (LHV) [kW]
7	Deaerator	7	0.00	0.00	0.00
8	Pump	8	-22.71	-22.71	-22.71
6	Pump	8	-1452.44	-1452.44	-1452.44
22	Pump	8	-27.90	-27.90	-27.90
4	Pump	8	-246.77	-246.77	-246.77
5	Sink/Source	10	82030.98	82030.98	82030.98
20	Stack	10	-264670.19	103578.49	68490.55
40	Air Source	10	32794.38	5160.02	0.00
44	Fuel Source	10	26271.14	-303706.53	-274064.97
18	Evaporator	12	-2.27	-2.27	-2.27
46	Combustor	13	-0.47	-317.05	-30.70
21	Drum	15	0.00	0.00	0.00
42	Compressor	29	-116035.16	-116035.16	-116035.16
4	Pipe		0.00	0.00	0.00
7	Pipe		0.00	0.00	0.00
44	Pipe		0.00	0.00	0.00
50	Pipe		-0.06	-0.06	0.06
	Total:		0.00	0.00	0.00

Energy flow based on enthalpy

Energy flow based on total energy at environmental conditions (water as liquid) plus higher heating value

Energy flow based on total energy at environmental conditions (water as vapour) minus lower heating value

Sumber: Cycle Tempo, 2006

Pada tabel diatas, jika nilai lebih besar dari 0 merupakan aliran energi dari sistem ke lingkungan. Sedangkan nilai kurang dari 0 maka aliran energi dari lingkungan ke sistem.

c. *Exergy Values in the System*

Tabel "*Exergy Values in the System*" menyajikan nilai *exergy losses* yang terjadi pada setiap komponen *apparatus* dan pipa. contoh rincian *exergy value in the system* dijelaskan pada Tabel 2.7.

Tabel 2.7 Example of Exergy Value in The System Table

stag: Exergy values in the system							
No.	Name	Type	Exergy transmitted from system [kW]			Rel. Ex. Loss [%]	Univ. Exergy eff. [%]
			Total	Power/Heat	Losses		
2	Turbine	3	50804.45	40846.82	9957.63	3.48	80.40
48	Turbine	3	213992.97	198509.39	15483.58	5.41	92.76
3	Condensor	4	1694.14	0.00	1694.14	0.59	15.58
17	Super Heater	6	2694.41	0.00	2694.41	0.94	81.74
19	Economizer	6	1445.30	0.00	1445.30	0.50	85.53
7	Deaerator	7	2078.55	0.00	2078.55	0.73	58.62
8	Pump	8	-18.28	-26.64	8.36	0.00	68.64
6	Pump	8	-1161.96	-1528.07	366.11	0.13	76.04
22	Pump	8	-24.85	-32.52	7.67	0.00	76.40
4	Pump	8	-211.85	-264.42	52.57	0.02	80.12
5	Sink/Source	10	1093.64	0.00	1093.64	0.38	
18	Evaporator	12	7363.62	0.00	7363.62	2.57	62.22
46	Combustor	13	93374.14	0.00	93374.14	32.60	66.75
21	Drum	15	1.79	0.00	1.79	0.00	99.99
42	Compressor	29	-107708.58	-116035.16	8326.58	2.91	92.82
4	Pipe		7.12		7.12	0.00	
7	Pipe		381.01		381.01	0.13	
44	Pipe		0.00		0.00	0.00	
50	Pipe		0.05		0.05	0.00	
	Medium to/from env.						
20	Stack	10	20624.47	0.00	20624.47	7.20	
40	Air Source	10	-38.62	0.00	-38.62	-0.01	
44	Fuel Source	10	-286391.56	-286391.56	0.00	0.00	
Total:			-0.04	-164922.16	164922.13	57.58	

Apparatus with mass flow to or from environment

Total exergy transmitted from the system

Power or heat delivered by the system

Exergy loss = Total - Power/Heat

$$\frac{\text{Exergy loss}}{\text{Total exergy input}} \times 100\%$$

$$\eta_{ex,2} = \frac{Ex_{out}}{Ex_{in}} \times 100\%$$

$\eta_{ex,1}$ see table below

Sumber: Cycle Tempo, 2006

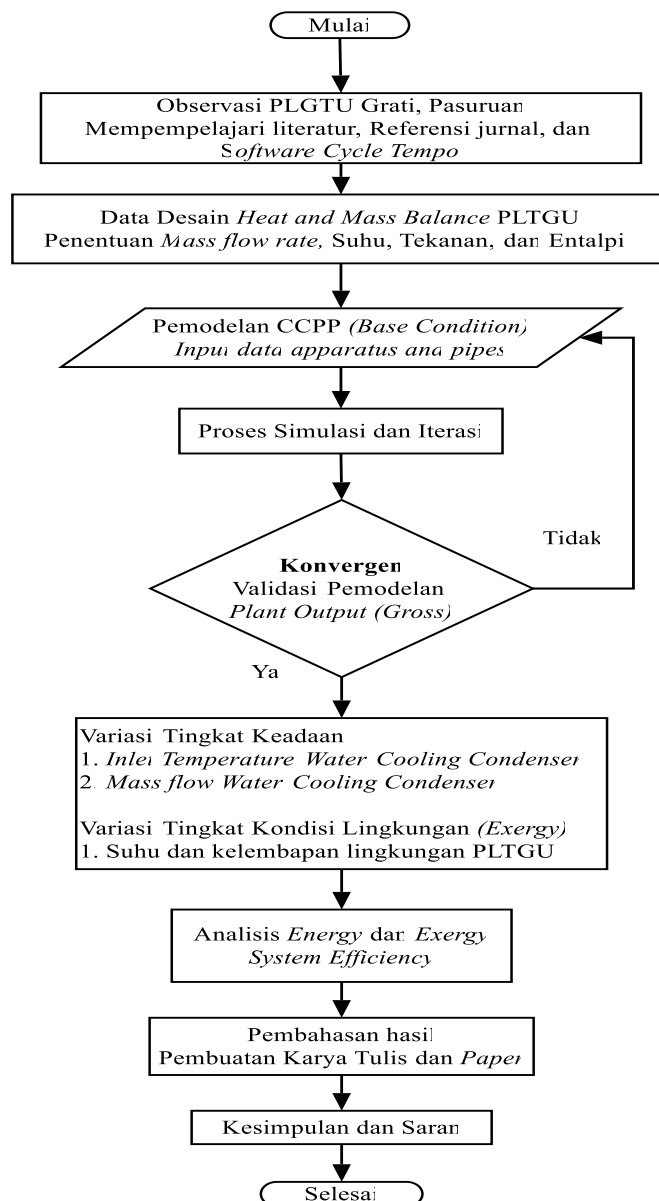
~ Halaman ini sengaja dikosongkan~

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian menunjukkan gambaran umum proses yang dilakukan dalam penelitian. Alur penelitian yang dilakukan sesuai dengan diagram alir yang ditunjukkan Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Combined Cycle Power Plant Grati, Pasuruan



Gambar 3.2 *Combined Cylce Power Plant* di Grati, Pasuruan (GBU PT. Indonesia Power, 2010)

PT Indonesia Power (IP), adalah sebuah anak perusahaan PLN menjalankan usaha komersial pada bidang pembangkit tenaga listrik. Saat ini Indonesia Power merupakan perusahaan pembangn listrik dengan daya mampu terbesar di Indonesia. Cikal bakal perusahaan ini adalah PT Pembangkit Tenaga Listrik Jawa-Bali I (PLN PJB I), yang didirikan pada tanggal 3 Oktober 1995 sebagai anak perusahaan PLN berubah statusnya dari Perum menjadi Persero. Tanggal 3 Oktober 2000, PJB I berubah nama menjadi PT Indonesia Power. Perusahaan ini mengelola 8 Unit Bisnis Pembangn (UBP) yang terdapat di Priok, Suralaya, Saguling, Kamojang, Mrica, Semarang, Perak-Grati, dan Bali.

Selain UBP, IP juga mempunyai bisnis jasa pemeliharaan pembangkit listrik yang diberi nama Unit Bisnis Pemeliharaan (UBHar) yang berkantor di jalan KS Tubun, Jakarta. IP juga mempunyai anak perusahaan yang bergerak di bidang *trading* batubara yaitu PT Artha Daya Coalindo. Sedangkan PT Cogindo Daya Bersama adalah anak perusahaan IP yang bergerak di bidang *co-generation* dan *energy outsourcing*.

Salah satu UBP dari IP adalah Perak-Grati, dengan unit pembangn CCPP seperti gambar 3.2, yang digunakan sebagai bahan studi kasus penelitian. Pada Grati-CCPP menggunakan siklus gabungan, dengan formasi 3 GT, 3 HRSG, dan 1 ST yang mampu menghasilkan daya listrik 460 MW.

Gas turbine merupakan komponen yang sangat penting karena penghasil panas utama dari sistem pembangkit. Untuk unit *gas turbine* pada pembangkit ini menggunakan tipe GT-1.1 M701 (MW 701 DA), seperti yang terlihat pada Gambar 3.3. Unit ini dibuat oleh Mitsubishi Hitachi Power System, LTD (MHPS) yang merupakan anak perusahaan dari Mitsubishi Heavy Industri Co. (MHI Japan) seperti pada Tabel 3.1.



Gambar 3.3 Grati – *Gas turbine* (GBU PT. Indonesia Power, 2010)

Tabel 3.1 Tipe *Gas turbine* dan *Generator* pada Grati- CCPP

No. Unit	Turbine			Generator	COD	MW
	Manufacturer	Type	Serial Number			
1	MHI Japan	GT-1.1 M701	T 375	Siemens	1996	100.75
2	MHI Japan	GT-1.1 M701	T 376	Siemens	1996	100.75
3	MHI Japan	GT-1.1 M701	T 377	Siemens	1996	100.75
4	MHI Japan	ST – 1	TC2F-33.5	Siemens	1996	159.58
5	MHI Japan	GT-1.1 M701	T 378	Siemens	2002	100.75
6	MHI Japan	GT-1.1 M701	T 379	Siemens	2002	100.75
7	MHI Japan	GT-1.1 M701	T 380	Siemens	2002	100.75

Sumber: GBU PT. Indonesia Power, 2010

3.3 Data Desain Heat and Mass Balance Diagram

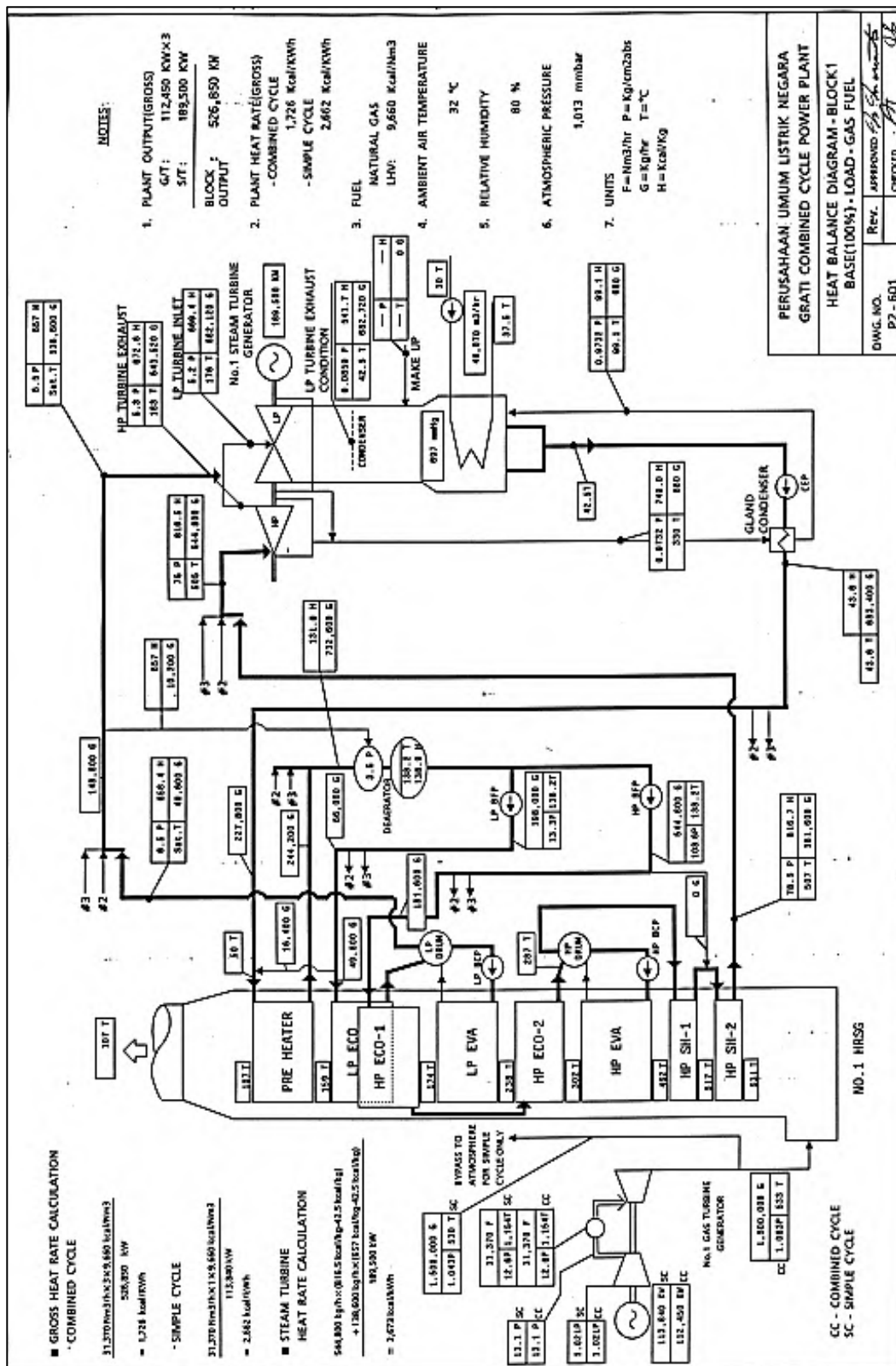
Diagram ini terdapat aliran massa dan panas (Q) yang bekerja dan mengalir keseluruhan komponen pembangkit. Setiap komponen terdapat parameter tingkat keadaan berupa *pressure* (P), *enthalpy* (H), *temperature* (T), dan *mass flow* (\dot{m}). Selain itu pada diagram terdapat beberapa keterangan tambahan mengenai pembangkit, yaitu:

1. Data kondisi udara sekitar,
 - *Ambient Air Temperature* (T_0) = 32 °C
 - *Relative Humidity* (RH) = 80%
2. *Heating Value*,
 - *Low Heating Value* (LHV) = 9660 Kcal/Nm³ = 57777.8 Kj/Kg
3. *Plant Output (Gross)*
 - GT = 112450 KW
 - ST = 189500 KW
 - *Total Block Output* = 526850 KW
4. *Plant Heat Rate (Gross)*
 - *Combined Cycle* (CC) = 1726 Kcal / Kwh
 - *Simple Cycle* (SC) = 2662 Kcal / Kwh
5. *Units* , satuan yang digunakan:
 - *Mass flow for Fuel* (F) = Nm³/hr
 - *Enthalpy* (H) = Kcal / Kg
 - *Mass flow for steam, water, and flue gas* (G) = Kg/hr
 - *Pressure* (P) = Kg/Cm² abs
 - *Temperature* (T) = °C

Untuk dapat diaplikasikan dalam pemodelan *Cycle Tempo*, beberapa parameter pada *design heat and mass balance diagram* pada Gambar 3.4, perlu dilakukan konversi satuan. Data tingkat keadaan dan konversi satuan pada tiap komponen (*Apparatus*) terdapat pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Paramater Data *Design Heat and Mass Balance* Grati, Pasuruan

Parameter Data Design Heat Balance CCPP											
NO	APPARATUS		Pipe	P		T	H		m		
			IN / OUT	Kg/cm2	Bar	°C	Kcal/Kg	Kj/Kg	Kg/hr	Kg/s	
1	GT	COMPRESSOR	IN	1.021	1.00126	32					
			OUT	13.1	12.8467						
2		COMBUSTOR	IN	12.6	12.3564						
			OUT	12.6	12.3564	1154					
3		TURBINE	OUT	1.063	1.04245	533			1500000	416.67	
4	HRSG	HP SH-2	IN			531					
		WATER / STEAM	OUT	78.5	76.9822	507	816.7	3419.36	181600	50.44	
5		HP SH-1	IN			517					
6		HP EVA	IN			462					
7		HP ECO-2	IN			302					
8		LP EVA	IN			238					
9		HP ECO-1	IN			174					
		WATER / STEAM	IN						181600	50.44	
10		LP ECO	IN			174					
		WATER / STEAM	IN						49600	13.78	
11		PRE HEATER	IN			159					
		WATER / STEAM	IN			50			244200	67.83	
12		STACK	IN			107					
			OUT			107					
13			LP DRUM	OUT	6.5	6.37432	Sat T	658.4	2756.59	49600	13.78
14			HP DRUM	IN			287				
15	PUMP	LP BFP	OUT	13.3	13.0428	138.2			198000	55.00	
16		HP BFP	OUT	108.6	106.5	138.2			544800	151.33	
17	DEARATOR		IN1	3.5	3.43233				732600	203.50	
			IN2				657	2750.73	10200	2.83	
			OUT			138.2	138.9	581.547			
18	ST	HP	IN	75	73.5499	505	816.5	3418.52	544800	151.33	
			OUT1	5.3	5.19752	183	672.6	2816.04	543520	150.98	
			OUT2	0.9732	0.954383	330	749	3135.91	680	0.19	
19	LP	IN	5.2	5.09946	176	669.4	2802.64	682120	189.48		
		OUT	0.0859	0.0842391	42.5	541.7	2267.99	682720	189.64		
20	CONDENSER		IN1	0.0859	0.0842391	42.5	541.7	2267.99	682720	189.64	
			IN2	0.9732	0.954383	99.1	99.1	414.912	680	0.19	
			OUT			42.5					
	WATER		IN			30					
			OUT			37.5					



Gambar 3.4 Design of Heat and Mass Balance Diagram, Kinerja 100%

3.4 Analisis Siklus Gas

Bahan bakar gas alam yang digunakan Grati-CCPP sebenarnya yang bersumber daerah Waru, Sidoarjo. Sehingga penelitian menggunakan data yang diperoleh dari Perusahaan Gas Negara dan Intertek selaku penyedia jasa analisis untuk *gas testing*, dan komposisi gas seperti pada Gambar 3.5.



COMPANY : PT Pgas Solution, Wilayah Surabaya
SOURCE : R/S WARU
JOB NO. : PF160014-A

Compositional Analysis of Gas

Component		Mole %	Sample Information	
H2S	Hydrogen Sulphide	0.0000	Sampling Date	16-Feb-2016
CO2	Carbon Dioxide	0.3094	Sampling Time	09:05
N2	Nitrogen	0.4019	Sampling Location	R/S WARU
C1	Methane	98.3849	Sample Description	GAS
C2	Ethane	0.4921	Cylinder Number	23
C3	Propane	0.2455	Sampling Conditions	22 Bar @ 70.804 °F
iC4	i-Butane	0.0667	Additional Sample Information	
nC4	n-Butane	0.0490	Opening Pressure (psig)	328
iC5	i-Pentane	0.0189	Opening Temperature (F)	120
nC5	n-Pentane	0.0094	Notes	
C6+	Hexanes plus	0.0222	Specific Gravity Gas	0.5671 @ 14.73 psia, 60 °F
Totals		100.0000	Net Calorific Value.	917.9343 Btu/cuft @ 14.73 psia, 60 °F
			Gross Calorific Value.	1019.0449 Btu/cuft @ 14.73 psia, 60 °F
			Gas Compressibility Factor, Z	0.9980 @ 14.73 psia, 60 °F
			Wobbe Index	1353.3 @ 14.73 psia, 60 °F

Analyzed by GPA 2261-00 Method

Gambar 3.5 Analisis komposisi gas dari PGN-Intertek

1. Mass Flow Fuel (\dot{m}_f)

Untuk perhitungan debit gas pada *combustor* menggunakan standar *Normal Temperature and Pressure* (NTP), dimana dapat definisikan standar pengukuran pada temperatur 20 °C, 293.15 K, atau 68 °F dan tekanan 1 atm, 101.325 kN/m², 101.325 kPa, 14,7 psia, 0 psig, 30 in Hg, atau 760 torr.

Diketahui:

- x Methane (CH_4) = 98.3849%
- Volume flow rate (V_{fuel}) = $31370 \text{ Nm}^3/\text{hr} = 8.714 \text{ Nm}^3/\text{s}$
- Universal Gas Constant (\bar{R}) = $8.314 \text{ (m}^3 \text{ Pa) / (mol K)}$
- Molecular Weight (M_{CH_4}) = 16.04 Kg / Kmol
- Pressure (P) = $1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$
- Temperature (T) = $20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$

Maka untuk mendapatkan \dot{m}_{fuel} untuk gas Methane, rumus dasar *ideal gas law*:

$$P V = \dot{m} R T \quad \text{Karena } R = \bar{R}/M, \text{ maka menjadi:}$$

$$\dot{m}_f = \frac{P V M_{\text{CH}_4}}{\bar{R} T}$$

$$\dot{m}_f = \frac{101325 \text{ Pa} \cdot 8.714 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \cdot 16.04 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \cdot 10^{-3} \frac{\text{Kmol}}{\text{mol}}}{8.314 \frac{\text{m}^3 \text{Pa}}{\text{mol K}} (293 \text{ K})}$$

$$\dot{m}_f = 5.811 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

2. Kalor yang ditambahkan (Q_{in}) dalam *Combustor* pada siklus gas turbin lihat pada T-s Diagram CCPP Gambar 2.12. Nilai Q_{in} diperoleh sebesar:

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_f \times \text{LHV}_{\text{fuel}}$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = 5.811 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 57777.8 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = 335746.8 \frac{\text{Kj}}{\text{s}}$$

3.5 Deskripsi Unit Kondensor

Jenis kondensor yang digunakan pada PLTGU adalah *steam surface condenser*. Spesifikasi umum dari komponen kondensor, sesuai dengan data *Design Manual* PLTGU Grati-Pasuruan adalah sebagai berikut:

Produced By	:	MHI, LTD. Japan
Quantity	:	1
Cooling surface area	:	12670 m^2

Cooling water flow	:	46070 m ³ /hr
Inlet cooling water temperature	:	30°C
Vacuum	:	697 mmHg
Number of passes	:	1
Cooling water velocity in tubes	:	2.35 mm
Tubes		
Diameter	:	22.32 mm
Thickness	:	0.5 mm
Number	:	15.382
Effective length	:	11.871 mm
Material	:	Titanium
Dissolved oxygen content	:	Less than 0.01 cm ³ /Liter

Selain spesifikasi diatas, terdapat penambahan keterangan batas maksimal peningkatan suhu (ΔT) air pendingin kondensor adalah sebesar 14°C.

Kondensor pada pembangkit ini menggunakan penambahan komponen *vacuum pump* untuk proses kondensasi uap yang keluar dari LP turbin pada siklus uap, seperti yang ditunjukkan Gambar 3.6. Tekanan vakum didalam kondensor dijaga konstan sesuai spesifikasi kondensor yaitu 697 mmHg menggunakan *vacuum pump*. Sedangkan untuk temperatur uap yang keluar dari LP turbin sebesar 42.5 °C.



Gambar 3.6 *Vacuum Pump* PLTGU Grati, Pasuruan

Untuk air pendingin kondensor berasal dari air laut selat Madura yang terletak di utara PLTGU. Air laut sebagai media pendingin dalam kondensor dialirkan menggunakan 2 unit *Circulating Water Pump* (CWP), seperti yang terlihat pada Gambar 3.7.



Gambar 3.7 *Circulating Water Pump* PLTGU Grati, Pasuruan

Sesuai *Design Manual* PLTGU Grati-Pasuruan, CWP memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Produced By	:	Sulzer (UK) Pump, LTD.
Speed	:	371 RPM
Generated Head	:	12.1 metres
Rated Capacity	:	25200 m ³ /hr
Pressure	:	3.43 kg/cm ²
Year Manufactured	:	1995

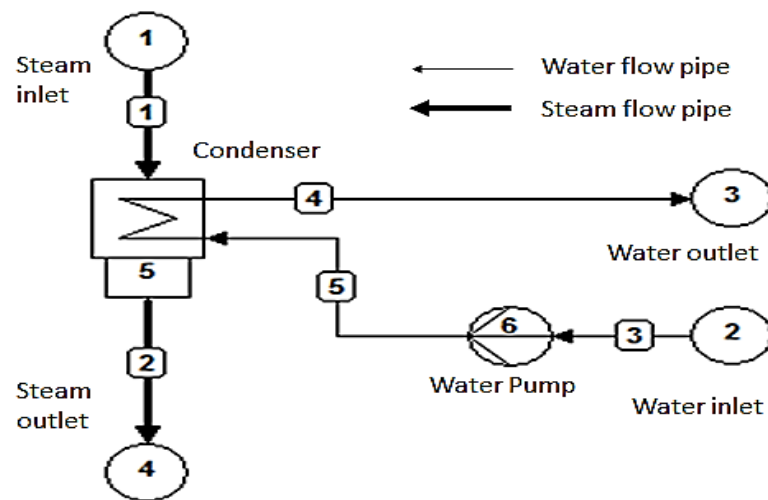
Sebagai komponen yang mengalirkan air laut kedalam kondensor, CWP ini memiliki beberapa permasalahan pada keadaan aktual dilapangan. Salah satunya adalah banyaknya sedimen atau endapan yang ikut mengalir bersama iair pendingin yang dapat menyebabkan penyumbatan pada aliran air pendingin dalam kondensor. Selain itu debit air laut yang dialirkan CWP, dipengaruhi kondisi pasang surut air laut selat Madura.

3.6 Pemodelan dan Variasi Tingkat Keadaan

Pemodelan kondensor dalam *Cycle Tempo software* dilakukan dengan memberikan beberapa *input data* komponen sebagai berikut:

- EEQCOD : 1 (Kode)
- DELTH : 5.5 (Rasio)
- PIN : 0.0842391 (Bar)

Dimana EEQCOD adalah kode persamaan untuk komponen kondensor pada simulasi, dengan nilai 1 maka program akan menghitung kesetimbangan massa dan perubahan temperatur yang terjadi pada kondensor. Sedangkan untuk DELTH adalah rasio perbedaan temperatur (ΔT_{low}) antara uap masuk dan air keluar dari kondensor. Penentuan nilai DELTH sesuai dengan data desain *heat and mas balance* PLTGU, dimana *inlet steam temperature* sebesar 42.5 °C dan *outlet cooling water temperature* sebesar 37 °C. PIN adalah *Vacuum Pressure* pada kondensor, dimana berpengaruh untuk proses kondensasi. Skema pemodelan kondensor dapat dilihat pada Gambar 3.8.



Gambar 3.8 Skema Kondensor pada *Cycle Tempo*

3.6.1 Tingkat Keadaan Air Pendingin Kondensor

Variasi pada penelitian ini menggunakan standar evaluasi kinerja kondensor, yaitu ANSI/ASME PTC 12.1 *Performance Test Code on Steam Surface Condenser* (1998) dan referensi literatur Black & Veatch (1996). Maka

didapatkan variasi tingkat kondisi air pendingin kondensor, dengan *Inlet temperature* dari air pendingin kondensor divariasikan pada 24.4, 27.2, 28.6, 29.3, 30, 30.7, dan 31.4 (°C). Sedangkan untuk *mass flow rate* dari air pendingin kondensor divariasikan pada 12797.22, 12157.36, dan 13437.08 (kg/s). *Outlet temperature* dari air pendingin kondensor diasumsikan konstan pada 37 °C sesuai Peraturan Menteri Negara Lingkungan Hidup (PERMENLH) No.8 Tahun 2009.

3.6.2 Tingkat Keadaan Lingkungan Sekitar PLTGU

Pengaruh tingkat keadaan lingkungan (*ambient*) sekitar PLTGU terhadap kinerja keseluruhan siklus pembangkit dapat diketahui melalui analisis *exergy*. Didalam analisis *exergy* dapat menghitung kalor (Q) yang dilepas ke sekitar lingkungan (*exergy loss*) dan juga kalor (Q) yang dimanfaatkan dalam siklus pembangkit (*exergy*). Variasi tingkat keadaan lingkungan menggunakan referensi dari Badan Meteorologi Klimatologi dan Geofisika (BMKG) diambil secara *online* pada tanggal 11 Juni 2016 Pukul 07.00 WIB sampai dengan tanggal 12 Juni 2016 Pukul 07.00 WIB, seperti yang ditunjukkan Gambar 3.9.

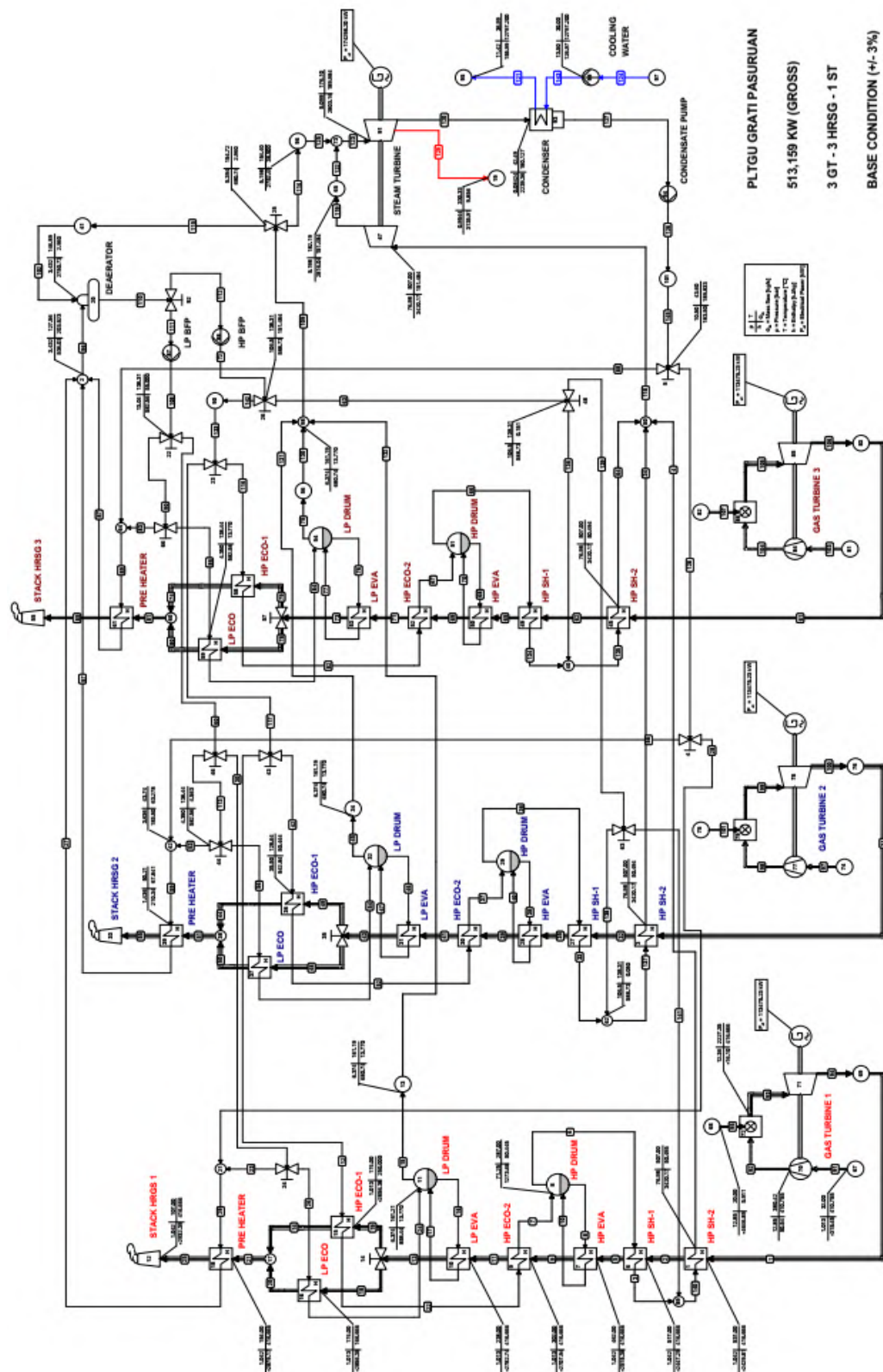
Pasuruan	 <p>Hujan Ringan Suhu : 17 - 31 °C Kelembaban : 70 - 94 % Kec. Angin : 30 (km/jam) Arah Angin : Timur</p>	 <p>Berawan Suhu : 17 - 32 °C Kelembaban : 65 - 94 % Kec. Angin : 30 (km/jam) Arah Angin : Timur</p>
----------	--	---

Gambar 3.9 Prakiraan Cuaca Daerah Pasuruan (www.bmkg.go.id, 2016)

Maka didapatkan variasi tingkat keadaan lingkungan PLTGU, Untuk *Ambient Temperature* divariasikan pada 17, 25°, dan 32 (°C). Sedangkan *Relative Humidity* divariasikan pada 65, 73, dan 80(%).

3.7 Pemodelan PLTGU Menggunakan *Cycle Tempo*

Penelitian menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo ver 5.1*, untuk pemodelan dan simulasi termodinamika sistem pembangkit. Pemodelan PLTGU Grati, Pasuruan menggunakan komponen 3 GT, 3 HRSG, 1 ST, 1 Deaerator, 1 Kondensor, dan 4 Pompa, seperti pada Gambar 3.10.



Gambar 3.10 Pemodelan Grati-CCPP Menggunakan *Cycle Tempo*

Proses selanjutnya adalah melakukan *input data* pada tiap komponen, mendefinisikan aliran pipa, dan juga kondisi lingkungan pembangkit. Untuk pemodelan pertama menggunakan referensi data desain *Heat and mass balance* PLTGU yang selanjutnya digunakan sebagai *base condition*. Setelah itu dilakukan proses perhitungan atau iterasi dalam program, pemodelan dinyatakan berhasil jika tidak ada pesan *error*. Sebelum melakukan variasi pada pemodelan *base condition*, pemodelan tersebut terlebih dahulu divalidasi dengan data desain *heat and mass balance* PLTGU. Validasi hasil yang digunakan adalah hasil produksi listrik kotor (*Gross Power Output*), membandingkan hasil desain dan hasil pemodelan. Dimana nilai *Gross Power Output* untuk data desain sebesar 526.85 MW, sedangkan untuk hasil pemodelan sebesar 514.72 MW. Untuk hasil *Gross Power Output* dapat diperoleh pada tabel hasil *System efficiency* pada program *Cycle Tempo*, seperti yang ditunjukkan pada Tabel 3.3. Dalam proses validasi diperoleh deviasi atau *error* sebesar $\pm 3\%$.

Tabel 3.3 *System Efficiency* Hasil Pemodelan PLTGU

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy	Totals	Exergy	Totals
				[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Absorbed	68	Nat Gas GT1	10	341524.59		302783.31	
power	75	Nat Gas GT2	10	341524.59		302783.31	
	82	Nat Gas GT3	10	341524.59		302783.31	
					1024573.75		908350.00
Delivered	3	Generator	G	113475.23		113475.23	
gross power	2	Generator	G	113475.23		113475.23	
	1	Generator	G	113475.23		113475.23	
	4	Generator	G	174298.20		174298.20	
					514723.91		514723.91
Aux. power	87	LP BFPump	8	903.25		903.25	
consumption	88	HP BFPump	8	3525.79		3525.79	
	94	Cond Pump	8	1109.04		1109.04	
	99	CW Pump	8	20030.72		20030.72	
					25568.80		25568.80
Delivered							
net power					489155.12		489155.12
Efficiencies	gross			50.238 %		56.666 %	
	net			47.742 %		53.851 %	

Setelah proses validasi maka pemodelan *base condition* dapat digunakan selanjutnya untuk proses variasi tingkat keadaan air pendingin kondensor dan juga variasi tingkat keadaan lingkungan sekitar PLTGU.

BAB IV

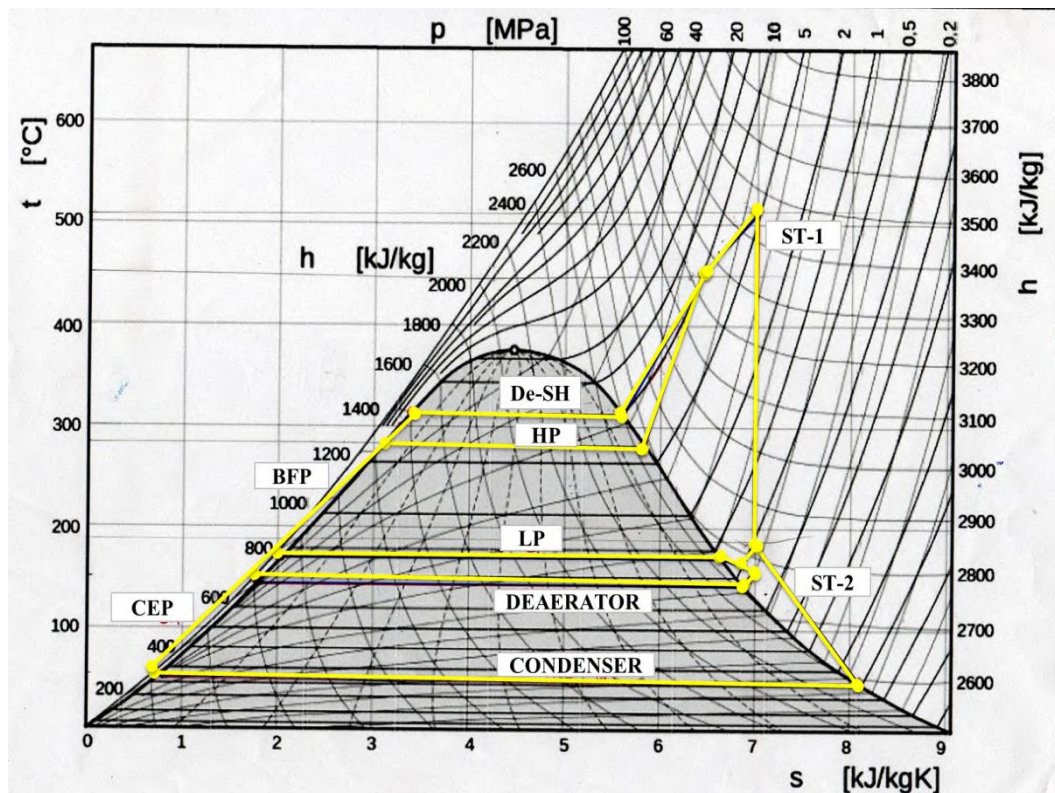
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemodelan Awal

Dalam pemodelan awal disimulasikan menggunakan data desain *Heat and Mass Balance* PLTGU Grati-Pasuruan, dimana:

- $T_{in\ CW}$: 30 °C
- $\dot{m}_f\ CW$: 12797.22 kg/s
- $T_{ambient}$: 32 °C
- RH : 80 %

Penelitian ini melakukan pemodelan PLTGU dan input data parameter sesuai data desain menggunakan *Software Cycle Tempo*. Setelah pemodelan berhasil disimulasikan dan tidak terdapat *error*, maka diperoleh T-s Diagram untuk *steam cycle* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.1.



Gambar 4.1 T-s Diagram Pemodelan Awal (*Base condition*) dalam *Cycle Tempo*

Terdapat dua tekanan pada HRSG, yaitu *Low Pressure* (LP) dan *High Pressure* (HP). HRSG disini berfungsi merubah air kondensate menjadi uap bertekanan sebagai fluida kerja dalam *steam cycle*. Kemudian uap bertekanan tersebut dialirkan ke turbin uap untuk memproduksi energi listrik. Hasil ini memiliki kesamaan dengan jurnal referensi Woudstra Nico, dkk (2010).

4.2 Variasi Tingkat Keadaan Air Pendingin Kondensor

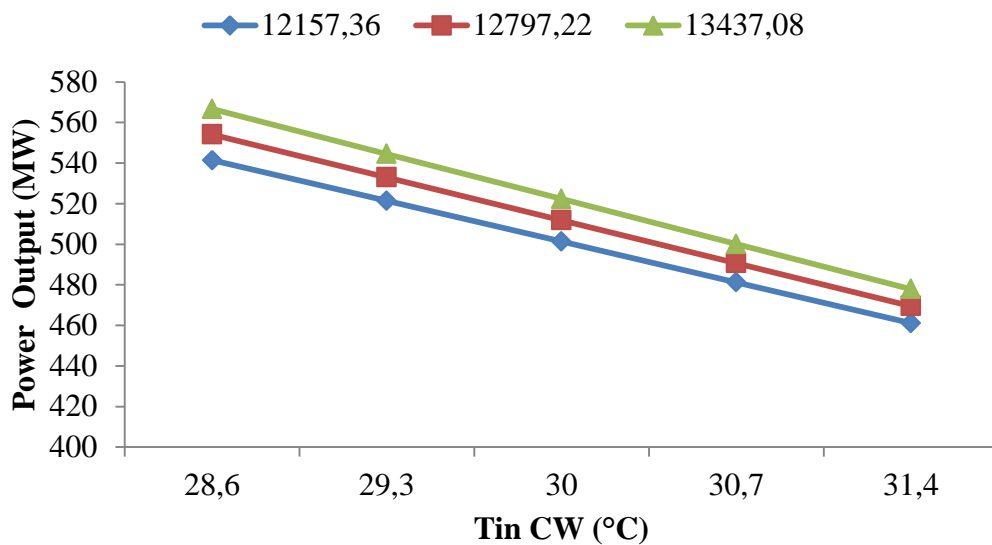
Setelah melakukan proses validasi pemodelan PLTGU, maka pemodelan PLTGU *base condition* diberikan variasi tingkat keadaan air pendingin kondensor. Untuk *Inlet temperature* dari air pendingin kondensor divariasikan pada 28.6, 29.3, 30, 30.7, dan 31.4 (°C), dan *mass flow rate* dari air pendingin kondensor divariasikan pada 12797.22, 12157.36, dan 13437.08 (kg/s). Hasil yang diperoleh seperti pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Variasi Tingkat Keadaan Air Pendingin Kondensor

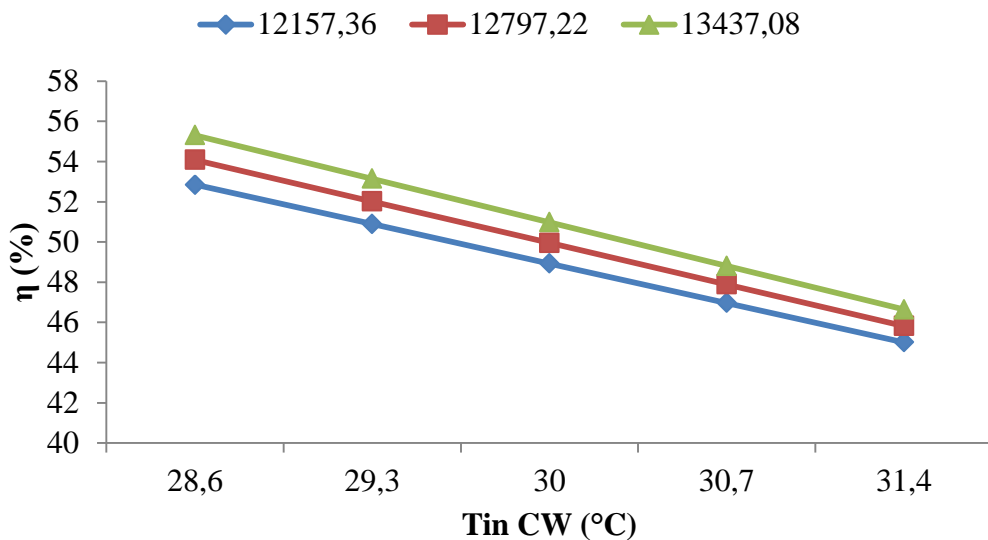
Tin CW (°C)	Power Output (MW)		
	ṁ CW (kg/s)		
	12157,36	12797,22	13437,08
28,6	541,47	554,08	566,69
29,3	521,38	532,93	544,48
30	501,29	511,78	522,28
30,7	481,20	490,64	500,07
31,4	461,12	469,50	477,87

Dapat dilihat pada Tabel 4.1, terdapat variasi tingkat keadaan dan energi yang dihasilkan dari keseluruhan siklus pembangkit. Semakin rendah *Inlet temperature* dan semakin tinggi *mass flow rate* dari air pendingin kondensor dapat meningkatkan energi yang dihasilkan pembangkit. Sebaliknya, semakin tinggi

inlet temperature dan semakin rendah *mass flow rate* dari air pendingin kondensor dapat menurunkan energi yang dihasilkan pembangkit, seperti yang ditunjukkan Gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik Pengaruh *Inlet Temperature* dan *Mass Flow Rate* dari Air Pendingin Kondensor Terhadap Energi yang Dihasilkan Pembangkit

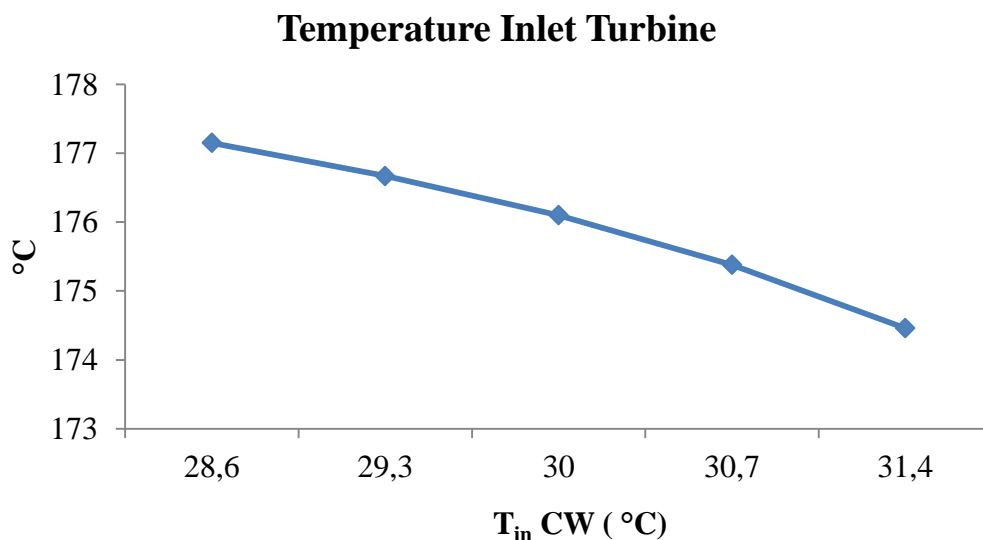


Gambar 4.3 Grafik Pengaruh *Inlet Temperature* dan *Mass Flow Rate* dari Air Pendingin Kondensor Terhadap *Efficiency Energy* Siklus Pembangkit

Hasil yang sama ditunjukkan pada Gambar 4.3, dimana *efficiency enegy* keseluruhan sistem pembangkit dipengaruhi oleh variasi *inlet temperature* dan

mass flow rate dari air pendingin kondensor. Semakin rendah *inlet temperature* dan semakin tinggi *mass flow rate* dari air pendingin kondensor dapat meningkatkan *efficiency enegy* keseluruhan sistem pembangkit.

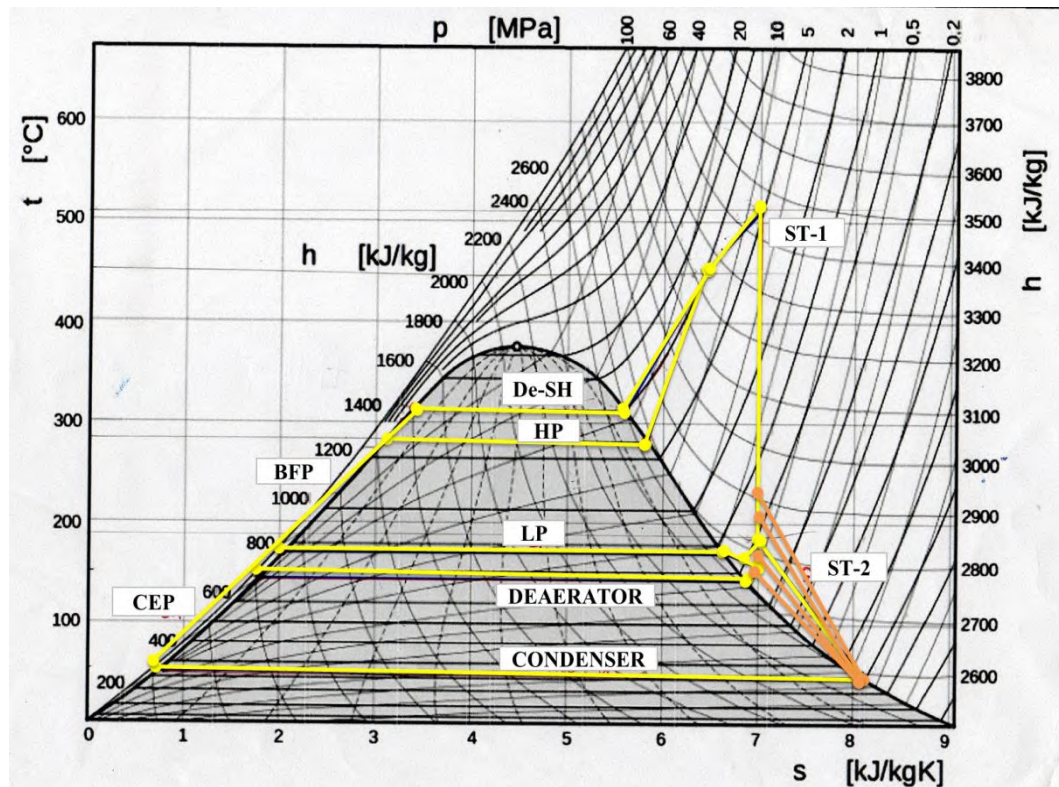
Perubahan tingkat keadaan air pendingin kondensor dapat mempengaruhi performa pembangkit. Hal ini terjadi karena perubahan tersebut dapat mempengaruhi perubahan suhu uap *inlet* LP turbin. Perubahan suhu uap *inlet* LP turbin berfungsi untuk menjaga suhu uap *outlet* LP turbin tetap pada kondisi *saturated steam*, sebagai faktor *safety* untuk *blade* LP turbin. Semakin rendah suhu *inlet* air pendingin kondensor maka penyerapan panas uap *outlet* LP turbin semakin baik, sehingga memungkinkan suhu *outlet* LP turbin tidak dalam kondisi *saturated steam* sebelum masuk ke kondensor. maka Semakin rendah *inlet temperature* dan semakin tinggi *mass flow rate* dari air pendingin kondensor dapat meningkatkan performa pembangkit. Pengaruh suhu air pendingin kondensor terhadap perubahan *inlet temperature* LP *steam turbine*, dapat dilihat pada Gambar 4.4.



Gambar 4.4 Grafik Pengaruh Perubahan Suhu Air Pendingin Kondensor Terhadap *Inlet Temperature* LP *Steam Turbine*

Semakin rendah *inlet temperature* dari air pendingin kondensor maka *temperatur inlet* LP turbin semakin tinggi. Hal ini dapat meningkatkan efisiensi isentropic dari turbin, sehingga energi listrik yang dihasilkan generator semakin

tinggi. Ilustrasi pengaruh perubahan suhu *inlet* air pendingin kondensor dalam T-s diagram *steam cycle* pembangkit dapat dilihat pada Gambar 4.5.



Gambar 4.5 Ilustrasi Pengaruh Suhu *Inlet* Air Pendingin Kondensor pada T-s Diagram *Steam Cycle*

Garis warna coklat pada Gambar 4.5, mewakili perubahan yang terjadi pada LP ST akibat pengaruh dari perubahan suhu *inlet* air pendingin kondensor. Semakin rendah suhu *inlet* air pendingin kondensor maka akan meningkatkan suhu *inlet* uap LP turbin sehingga menambah luasan area pada Ts diagram siklus pembangkit, dan begitu sebaliknya. Perubahan luasan area pada Ts diagram *steam cycle* pada pembangkit ini dapat diartikan terjadi peningkatan performa dari pembangkit.

Hasil variasi tingkat keadaan air pendingin kondensor pada penelitian ini berlawanan dengan hasil yang dipaparkan jurnal referensi milik A. N. Anozie dan O.J. Odejobi, (2011). Hal ini dikarenakan jurnal referensi menghitung efisiensi siklus dari nilai ekonomis *fuel consumption* dari proses pembakaran pada boiler

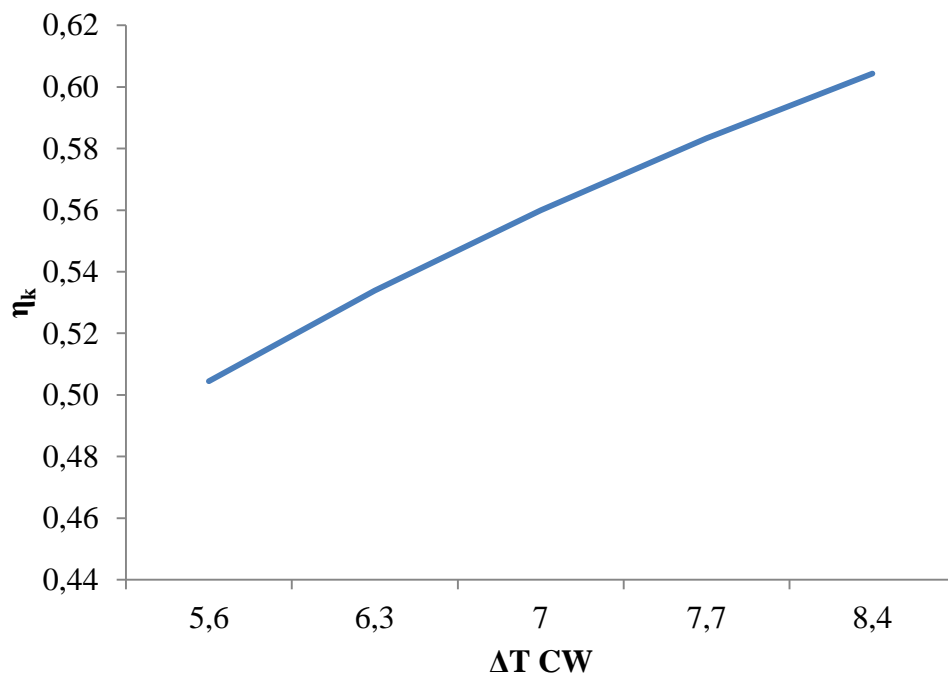
(PLTU), sedangkan penelitian ini memanfaatkan panas gas buang dari *gas cycle* untuk digunakan sebagai sumber panas pada proses *steam cycle* (PLTGU).

4.3 Analisis Kinerja Kondensor

Variasi tingkat keadaan air pendingin disimulasikan dan dimodelkan menggunakan *Software Cycle Tempo*. Analisis performa kondensor dilakukan menggunakan pemodelan *base condition*, dimana pemodelan kondensor diberikan *input parameter* konstan sebagai berikut:

- $T_{in} \text{ Steam}$: 42.5 °C
- $T_{out} \text{ CW}$: 37 °C
- $P_{Condenser}$: 0.08423191 bar

Dalam analisis performa kondensor akan membahas pengaruh ΔT air pendingin kondensor terhadap efisiensi kondensor dan *loss factor*. Dimana ΔT air pendingin kondensor adalah selisih $T_{out} \text{ CW}$ terhadap $T_{in} \text{ CW}$.

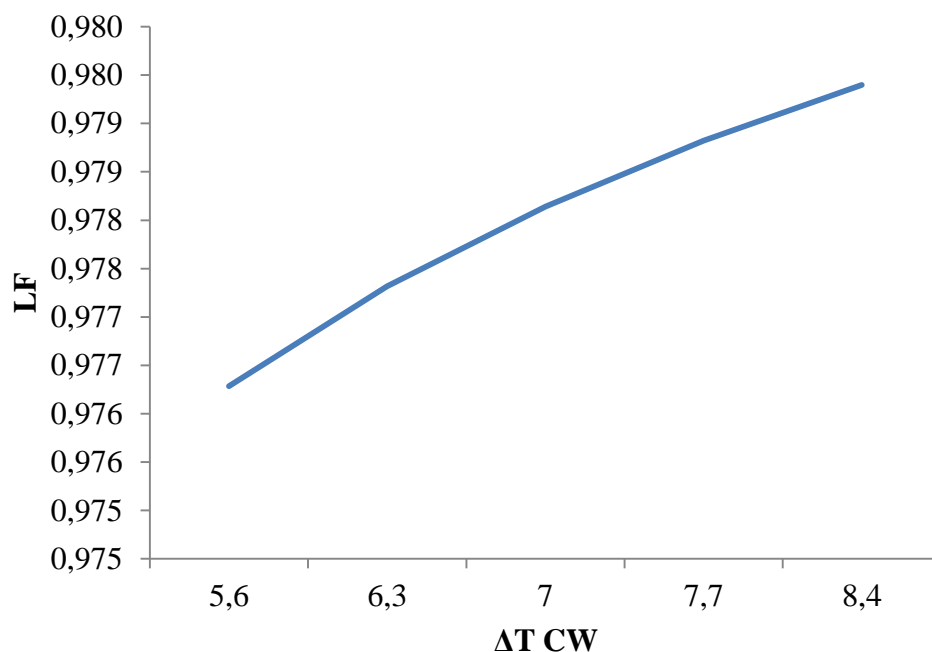


Gambar 4.6 Grafik Pengaruh Perubahan ΔT Air Pendingin Kondensor terhadap Efisiensi Kondensor

Perubahan ΔT air pendingin kondensor dapat mempengaruhi efisiensi kondensor (η). Semakin tinggi ΔT air pendingin kondensor maka akan

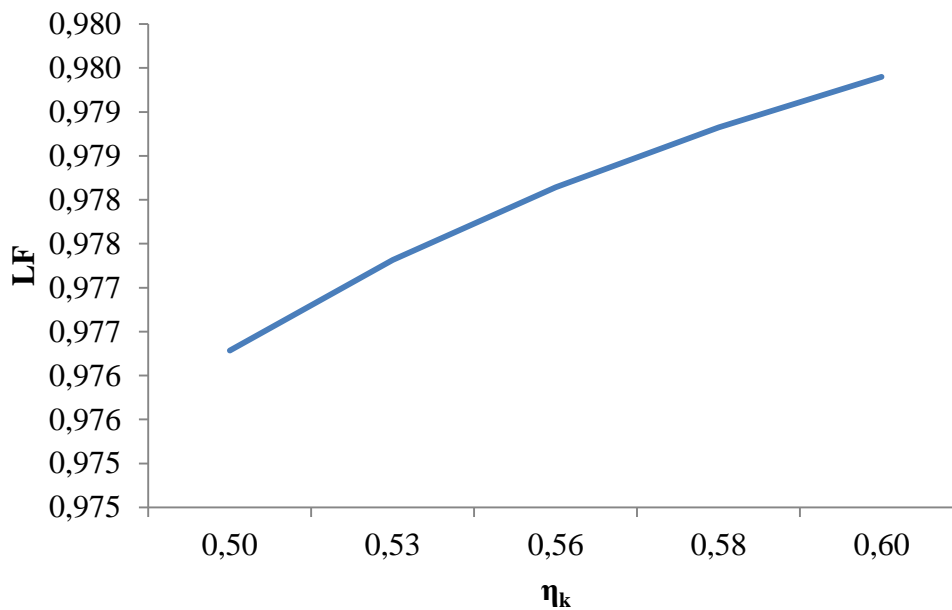
meningkatkan efisiensi kondensor. Semakin rendah ΔT air pendingin kondensor maka akan menurunkan efisiensi kondensor, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.6.

Analisis selanjutnya adalah pengaruh ΔT air pendingin kondensor terhadap *loss factor* (LF). Dimana *loss factor* adalah rasio perbandingan kalor yang dilepas oleh uap dengan kalor yang diserap air pendingin. Semakin menurun ΔT air pendingin kondensor maka nilai LF akan semakin menurun. Semakin meningkat ΔT air pendingin kondensor maka nilai LF akan semakin meningkat. Grafik hasil perhitungan LF pada tiap ΔT air pendingin kondensor dapat dilihat pada Gambar 4.7.



Gambar 4.7 Grafik Pengaruh Perubahan ΔT Air Pendingin Kondensor terhadap *Loss Factor*

Analisis performa kondensor berikutnya adalah perbandingan efisiensi kondensor terhadap *loss factor*. Semakin meningkatnya nilai *loss factor* maka akan meningkatkan efisiensi kondensor. Semakin menurun nilai *loss factor* maka akan menurunkan efisiensi kondensor. Grafik hasil perbandingan efisiensi kondensor terhadap *loss factor* dapat dilihat pada Gambar 4.8.



Gambar 4.8 Grafik Perbandingan Efisiensi Kondensor terhadap *Loss Factor*

Pada jurnal referensi Dutta A. dkk, (2013) menjabarkan hasil analisis pengaruh ΔT air pendingin kondensor terhadap efisiensi kondensor dan *loss factor*. Untuk grafik pengaruh ΔT air pendingin kondensor terhadap efisiensi kondensor memiliki kesamaan tren grafik. Akan tetapi, untuk grafik pengaruh ΔT air pendingin kondensor terhadap LF dan grafik perbandingan efisiensi kondensor terhadap LF memiliki perbedaan tren grafik.

Hal ini disebabkan T_{out} CW pada penelitian ini konstan pada 37°C dan T_{in} *Steam* konstan pada 42.5°C , sedangkan pada jurnal referensi tidak. Sehingga semakin rendah ΔT air pendingin kondensor maka suhu T_{in} CW semakin tinggi. Sedangkan untuk Q_{steam} pada perhitungan *loss factor* akan selalu lebih tinggi dari Q_{water} , sehingga nilai *loss factor* akan semakin meningkat jika ΔT air pendingin kondensor semakin tinggi (T_{in} CW rendah). Pada akhirnya korelasi *loss factor* pada jurnal referensi tidak dapat diaplikasikan pada analisis performa kondensor dalam penelitian ini.

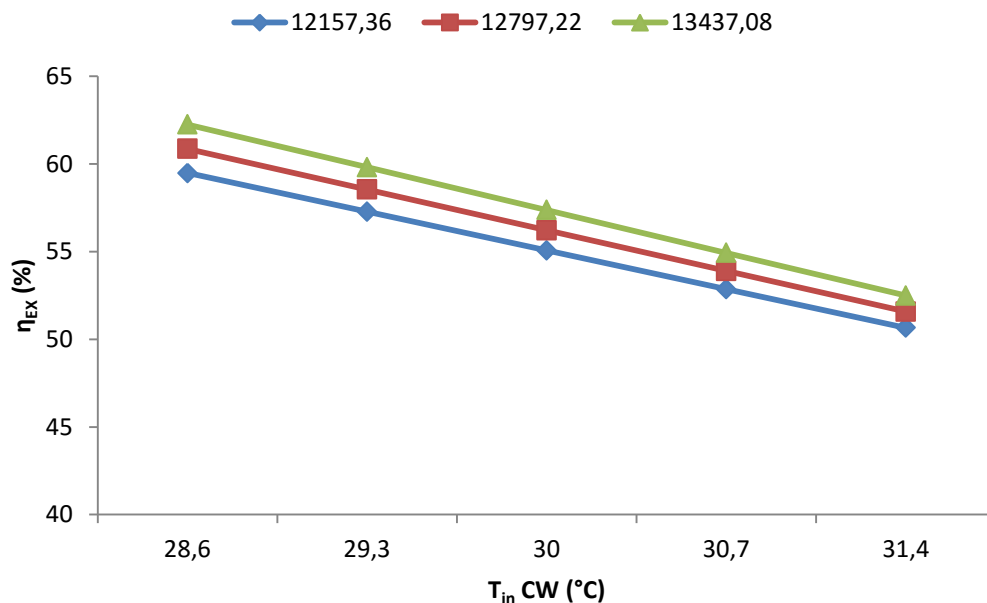
4.4 Analisis *Exergy* Pemodelan Awal

Fungsi dari analisis *exergy* adalah untuk menghitung kerja maksimum dari suatu siklus yang berdasarkan referensi tingkat keadaan deat state dari

lingkungan sekitar siklus. Analisis *exergy* dapat dilakukan dalam pemodelan dengan terlebih dahulu mendefinisikan tingkat keadaan lingkungan sekitar pembangkit. Pada analisis *exergy* penelitian ini akan menjabarkan *exergy total*, *exergy generate (power/heat)*, dan *exergy loss* yang dihasilkan pada pemodelan dan simulasi pembangkit. Analisis pertama akan melihat pengaruh variasi tingkat keadaan air pendingin kondensor terhadap *exergy* yang dihasilkan pembangkit pada pemodelan *base condition*, dimana:

- T_{ambient} : 32 °C
- RH : 80 %

Setelah dilakukan pemodelan dan simulasi maka didapatkan hasil sebagai berikut. Semakin rendah *inlet temperature* dan semakin tinggi *mass flow rate* dari air pendingin kondensor dapat meningkatkan *exergy efficiency* (η_{ex}) yang dihasilkan pembangkit, begitu pula sebaliknya. Pengaruh perubahan air pendingin kondensor terhadap *exergy efficiency* dapat dilihat pada Gambar 4.9.



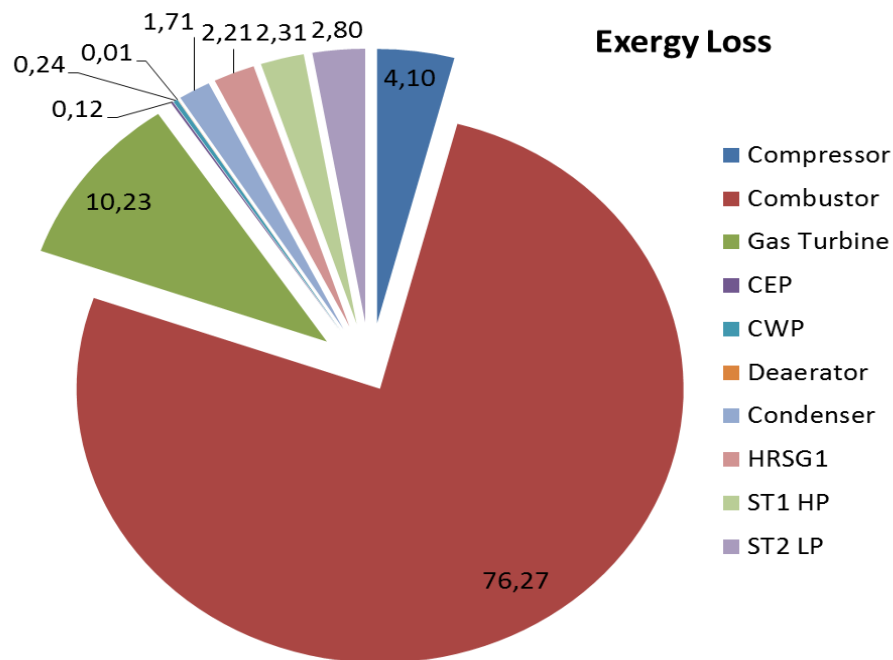
Gambar 4.9 Grafik Pengaruh Perubahan Air Pendingin Kondensor terhadap *Exergy Efficiency*

Selain hasil grafik efisiensi *exergy*, pemodelan dan simulasi juga mendapatkan hasil *exergy* yang bekerja dalam siklus, pada setiap komponen, seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 *Exergy Flow in System*

No	Apparatus	Exergy Transmitted From System (KW)		
		Total	Power/Heat	Losses
1	Compressor	-150577,30	-182264,52	31687,22
2	Combustor	-58945,12	0,00	-58945,12
3	Gas Turbine	447682,22	368633,62	79048,60
4	CEP	-297,16	-1186,7	889,54
5	CWP	-7337,40	-9167,80	1830,40
6	Deaerator	86,31	0,00	86,31
7	Condenser	13215,62	0,00	13215,62
8	HRSR	16282,41	0,00	16282,41
9	ST1 HP	100244,21	82394,50	17849,71
10	ST2 LP	115330,16	93728,83	21601,33

Nilai positif dan negatif pada tabel hasil *exergy* merupakan pengaruh dari reaksi endoterm dan reaksi eksoterm. Jika positif maka reaksi terjadi secara endoterm, artinya panas atau *power* bereaksi dari luar siklus ke dalam siklus. Sedangkan jika nilai negatif maka terjadi reaksi eksoterm, artinya panas atau *power* bereaksi dari dalam siklus ke luar siklus. Pada kolom *total* merupakan keseluruhan *exergy* yang didistribusikan ke komponen pembangkit. Pada kolom *power* merupakan *exergy* yang diterima komponen pembangkit. Sedangkan pada kolom *exergy loss* adalah selisih dari total *exergy* yang didistribusikan ke komponen dengan *exergy* yang diterima komponen. Pengertian lain *exergy loss* adalah *exergy* yang terbuang atau tidak dimanfaatkan oleh komponen. Pada analisis *exergy* kebanyakan banyak membahas *exergy loss*, karena nilai *exergy loss* sangat merugikan bagi siklus pembangkit dan juga lingkungan sekitar pembangkit. Komponen *Combustor* memiliki nilai tertinggi dalam *exergy loss*, sedangkan nilai terendah *exergy loss* dimiliki komponen deaerator. *Combustor* melepaskan panas keluar siklus dalam jumlah yang besar, hal ini berarti banyak panas yang terbuang atau tidak dimanfaatkan siklus. Persentase distribusi *exergy loss* dapat dilihat pada Gambar 4.10.

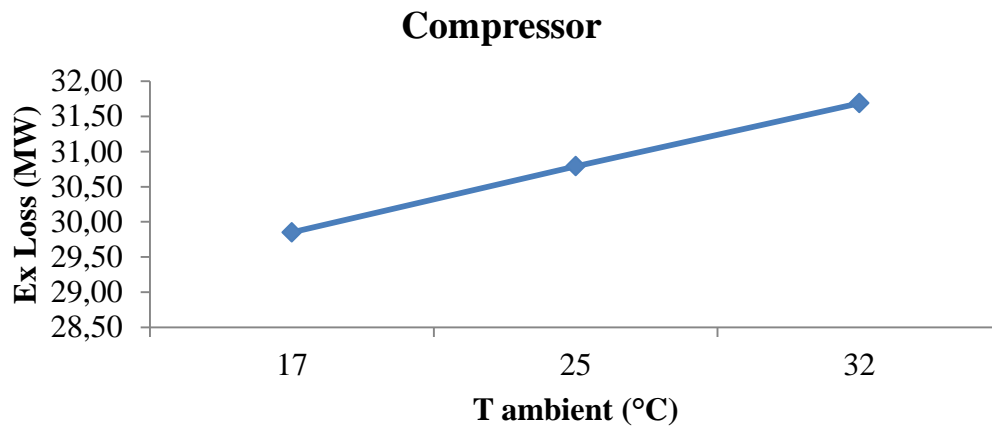


Gambar 4.10 Grafik Persentase Distribusi *Exergy Loss*

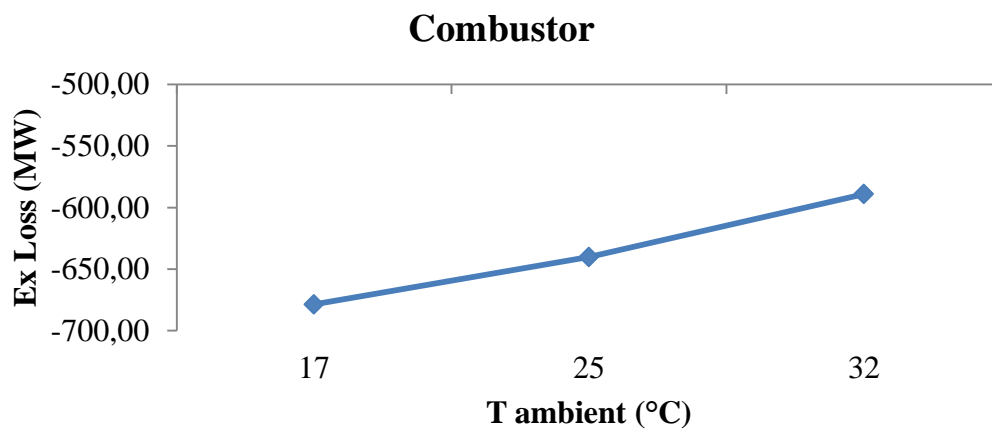
Combustor memiliki presentase exergy loss paling besar, sedangkan untuk deaerator memiliki presentase exergy loss paling kecil. Grafik ini sesuai dengan penjabaran hasil referensi jurnal milik Erdem Ersayin dan Leyla Ozgener (2014) dan Woudstra Nico, dkk (2010). Kedua jurnal referensi tersebut menjabarkan bahwa komponen combustor mempunyai efisiensi exergy paling rendah dan memiliki nilai *exergy loss* atau *destruction* paling tinggi, serta memberikan saran untuk melakukan *improvement* pada komponen *Combustor*.

4.5 Variasi Tingkat Keadaan Lingkungan Pembangkit

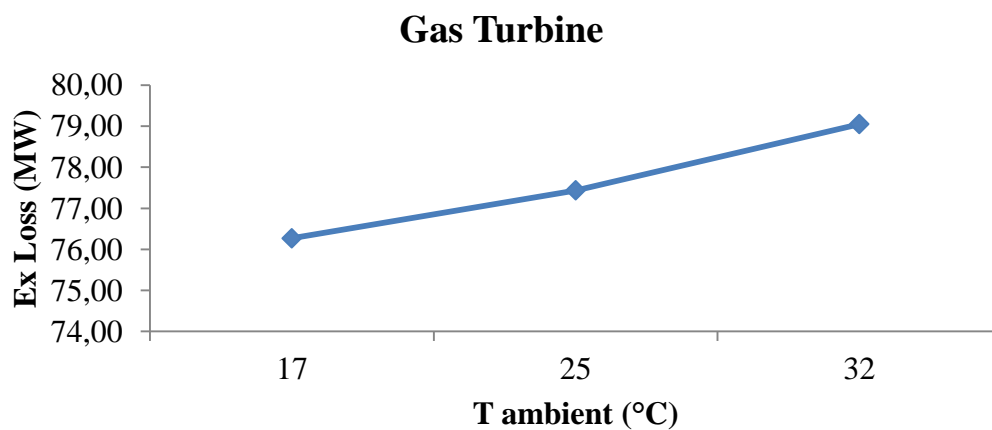
Selain variasi tingkat keadaan air pendingin kondensor, pada penelitian ini juga memberikan variasi tingkat keadaan lingkungan sekitar pembangkit. Untuk *Ambient Temperature* divariasikan pada 17, 25°, dan 32 (°C). Sedangkan *Relative Humidity* divariasikan pada 65, 73, dan 80(%). Pada subbab ini akan membahas pengaruh tingkat keadaan lingkungan terhadap exergy yang dihasilkan pada tiap komponen pembangkit. Analisis distribusi *exergy destruction* atau *exergy loss* dilakukan pada komponen *Compressor*, *Combustor*, *Gas Turbine*, CEP, CWP, *Deaerator*, *Condenser*, ST HP, dan ST LP.



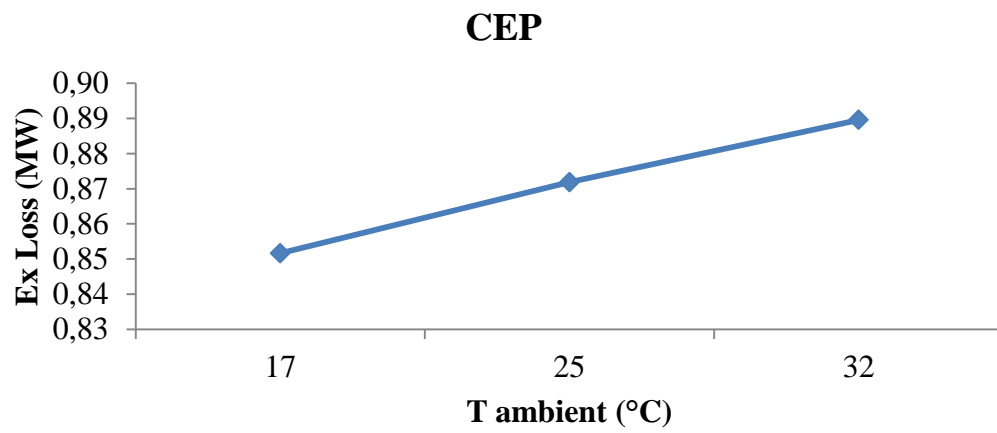
Gambar 4.11 Grafik Distribusi *Exergy Loss* pada *Compressor*



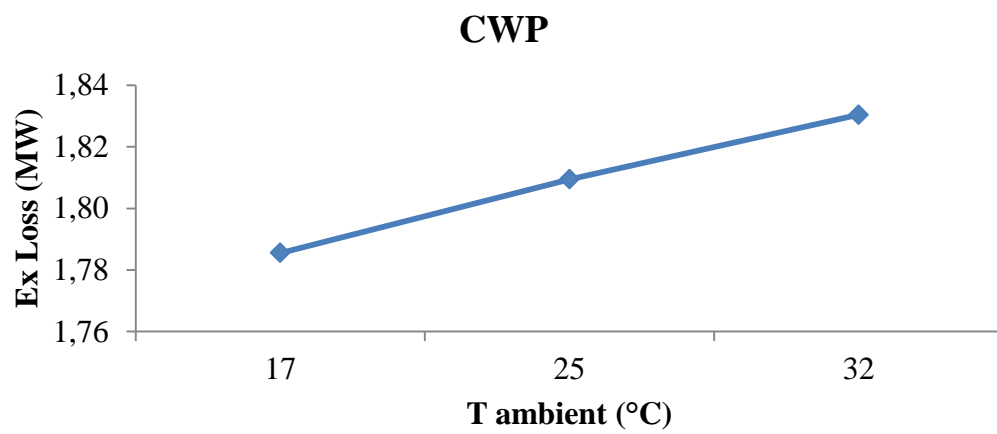
Gambar 4.12 Grafik Distribusi *Exergy Loss* pada *Combustor*



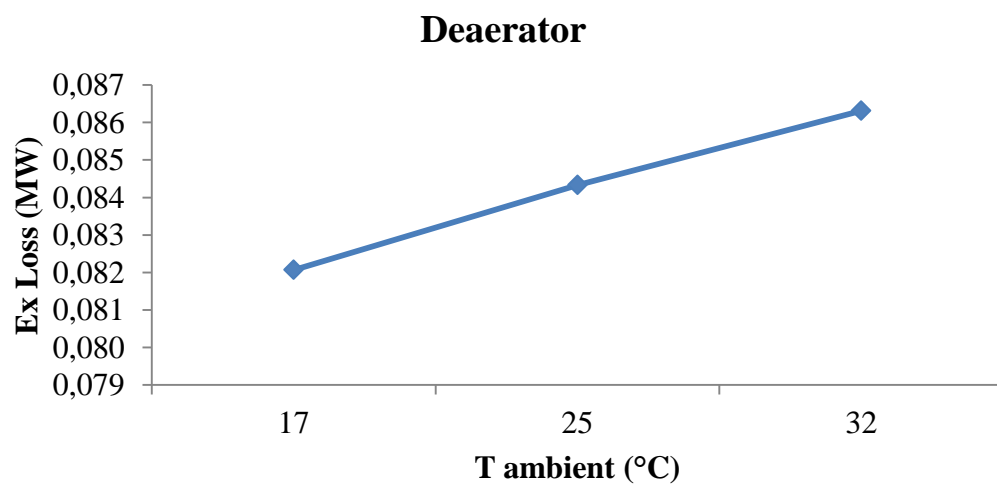
Gambar 4.13 Grafik Distribusi *Exergy Loss* pada *Gas Turbine*



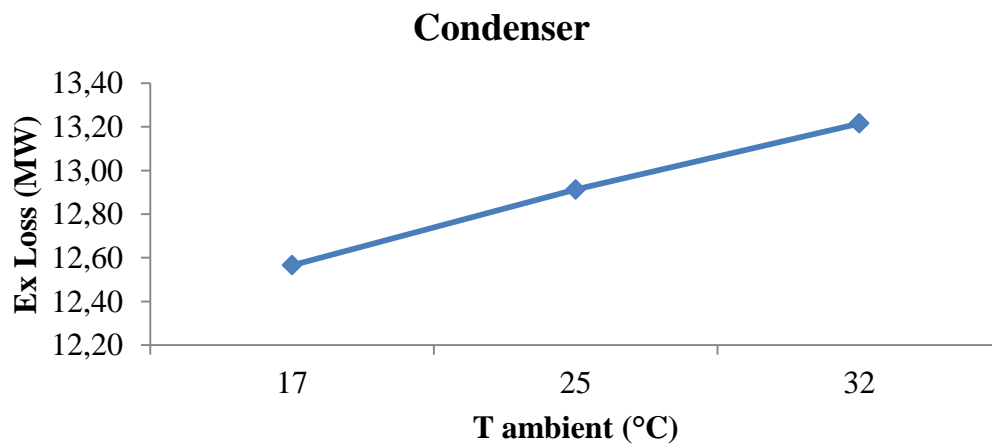
Gambar 4.14 Grafik Distribusi *Exergy Loss* pada CEP



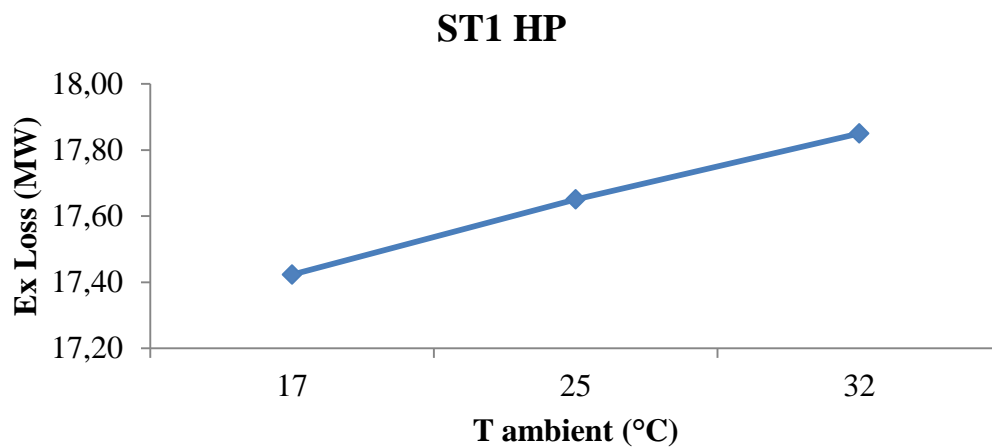
Gambar 4.15 Grafik Distribusi *Exergy Loss* Pada CWP



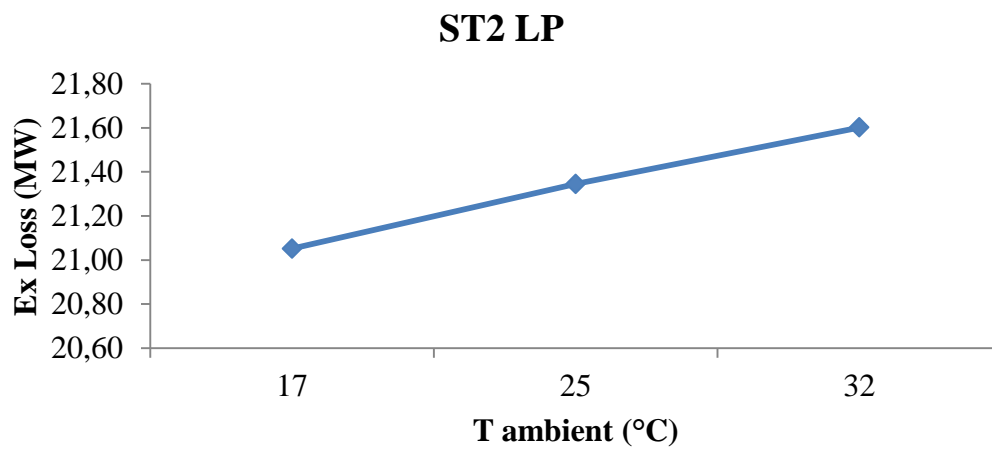
Gambar 4.16 Grafik Distribusi *Exergy Loss* pada *Deaerator*



Gambar 4.17 Grafik Distribusi *Exergy Loss* pada *Condenser*



Gambar 4.18 Grafik Distribusi *Exergy Loss* pada ST HP



Gambar 4.19 Grafik Distribusi *Exergy Loss* pada ST LP

Distribusi *exergy loss* pada masing-masing komponen dapat dilihat pada Gambar 4.11, 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, dan 4.19. Keseluruhan komponen memiliki tren grafik *exergy loss* yang seragam, yaitu semakin meningkatnya suhu lingkungan (T_{Ambient}) maka *exergy loss* yang dihasilkan masing-masing komponen akan meningkat. Hasil grafik keseluruhan sesuai dengan perumusan dasar dari *exergy destructive* atau *exergy loss*, yaitu:

$$\dot{E}_d = \dot{m} T_0 (s_{\text{out}} - s_{\text{in}})$$

Dari perumusan dapat diketahui, bahwa jika nilai T_0 semakin tinggi maka nilai *exergy loss* yang dihasilkan akan semakin meningkat. Begitu pula jika nilai T_0 semakin rendah maka nilai *exergy loss* yang dihasilkan akan semakin menurun. Hal ini membuktikan nilai T_0 atau suhu lingkungan sekitar pembangkit berpengaruh pada *exergy loss* yang dihasilkan pada masing-masing komponen.

Hasil berbeda ditunjukkan pada Gambar 4.12, grafik pada komponen *combustor* yang mengalami penurunan *exergy loss* jika suhu lingkungan (T_{Ambient}) mengalami peningkatan. Hal ini disebabkan Δs yang terjadi pada *combustor* akan semakin kecil jika T_0 tinggi sehingga nilai *exergy loss* akan semakin mengecil. Pada *combustor* terjadi reaksi eksoterm, memiliki nilai *exergy loss* negatif sehingga jika nilai *exergy loss* semakin mengecil maka trend pada grafik akan semakin meningkat.

Keseluruhan grafik hasil penelitian ini memiliki kesamaan dengan grafik hasil yang dijabarkan jurnal referensi milik A.K. Tiwari. Dkk, (2013). Jurnal referensi menjelaskan bahwa meningkatnya suhu lingkungan pembangkit dapat mempengaruhi meningkatnya *exergy loss* yang dihasilkan dari masing-masing komponen.

~Halaman ini sengaja dikosongkan~

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan pembahasan hasil pada bab sebelumnya, maka dalam penelitian ini dapat disimpulkan:

1. Analisis pada data desain tingkat keadaan air pendingin kondensor dengan *Inlet temperature* 28.6 °C dan *mass flow rate* 12797.22 kg/s menghasilkan *power output* sebesar 511,78 MW dan efisiensi pembangkit sebesar 49,93 %.
2. Tingkat keadaan air pendingin kondensor pada *inlet temperature* 28.6 °C dan *mass flow rate* 13437,08 kg/s, memiliki nilai efisiensi energi sebesar 55.31% dan energi yang dihasilkan sebesar 566.69 MW. Hal ini membuktikan bahwa tingkat keadaan air pendingin kondensor dapat mempengaruhi performa dari pembangkit listrik tenaga gabungan.
3. Peningkatan performa dari pembangkit dipengaruhi oleh peningkatan *inlet temperatur* LP turbin. *Inlet temperature* air pendingin kondensor pada 28.6 °C memaksimalkan *inlet temperatur* LP turbin pada 177.15 °C sehingga energi paling tinggi yang dapat dihasilkan pembangkit sebesar 554.08 MW pada *mass flow rate* 12797.22 kg/s.
4. Perubahan ΔT air pendingin kondensor dapat mempengaruhi efisiensi kondensor (η). Nilai ΔT air pendingin kondensor pada 8.4 memiliki nilai efisiensi kondensor sebesar 60% dan *loss factor* sebesar 1.0639, nilai ini paling tinggi dibandingkan ΔT air pendingin lainnya.
5. Tingkat keadaan air pendingin kondensor dapat mempengaruhi *exegy efficiency* (η_{ex}). Tingkat keadaan air pendingin kondensor pada *inlet temperature* 28.6 °C dan *mass flow rate* 13437,08 kg/s, memiliki nilai *exegy efficiency* sebesar 62.25 %. Nilai ini paling tinggi dibandingkan variasi tingkat keadaan yang lain.

6. Komponen *Combustor* memiliki nilai tertinggi dalam *exergy loss* sebesar 589,15 MW dan presentase *exergy loss* sebesar 76,27%, sedangkan nilai terendah *exergy loss* dimiliki komponen *deaerator* yaitu sebesar 86,31 MW dan presentase *exergy loss* sebesar 0.01%.
7. Keseluruhan komponen memiliki tren grafik *exergy loss* yang seragam, yaitu semakin meningkatnya suhu lingkungan (T_{Ambient}) maka *exergy loss* yang dihasilkan masing-masing komponen akan meningkat. Hasil berbeda hanya terdapat pada komponen *combustor* yang mengalami penurunan *exergy loss* jika suhu lingkungan (T_{Ambient}) mengalami peningkatan.

5.2 Saran

1. Perlu perbaikan atau peningkatan mutu untuk komponen *combustor*, karena komponen *combustor* memiliki presentase dan nilai *exergy loss* paling besar dibandingkan komponen lainnya.
2. Penurunan *inlet temperature* air pendingin kondensor dapat dilakukan dengan penambahan komponen *water treatment*.
3. Peningkatan *mass flow rate* air pendingin kondensor dapat dilakukan dengan menjaga saluran air laut ke pompa CWP selalu dalam keadaan bersih, sehingga aliran air laut dapat mengalir lancar dan debit air yang diinginkan dapat terpenuhi.
4. Untuk melihat lebih dalam faktor kerugian dalam pembangkit maka diperlukan penelitian lanjut mengenai analisis *exergy*.

DAFTAR PUSTAKA

- A. Dutta, A. K. Das, & S. Chakrabarti, (2013), "*Study On The Effect Of Cooling Water Temperature Rise On Loss Factor And Efficiency Of A Condenser For A 210 Mw Thermal Power Unit*", Volume 3, ICERTSD 2013, www.ijetae.com.
- A.K Tiwari, M. M. Hasan, & M. Islam, (2013), "*Effect Of Ambient Temperature On The Performance Of A Combined Cycle Power Plant*", Volume 37, No.13-CSME-91, E.I.C. Accession 3549.
- Anozie A. N. & Odejobi O. J., (2011), "*The Search for Optimum Condenser Cooling Water Flow Rate in A Thermal Power Plant*", *Applied Thermal Engineering*, Elsevier.
- ASME, (1998), *Performance Test Code 12.1 Steam Surface Condenser*, USA.
- Black and Veatch, (1996), *Power Plant Engineering*, Springer, USA.
- Cycle Tempo Versi 5.1., (2006), Delf University of Technology, <http://www.cycle-tempo.nl>.
- Erdem Ersayin & Leyla Ozgener, (2014), "*Performance Analysis of Combined Cycle Power Plant : A case study*", *Renewable and Sustainable Energy Review*, Elsevier.
- HTS Forum, (2012), "*Troubleshooting Steam Surface Condensers*", *Progressive Thermal Engineering*, <http://www.hts.org.uk>.
- Indonesia Power PT., (2010), "*General Business Unit : Wordpress*", <http://www.indonesiapower.co.id>.
- Michael J. Moran & Howard N. Shapiro, (2011), *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition*, John Wiley & Sons, Inc., United States of America.

Nico Woudstra, Theo Woudstra, Armando Pirone, & Teus van der Stelt, (2010),
“Thermodynamic Evaluation Of Combined Cycle Plants”, *Energy Conversion and Management*, Elsevier.

Y. A. Çengel & M. A. Boles, (2006), *Thermodynamics: An Engineering Approach 5th Edition*, McGraw-Hill, United States of America.

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dengan Nama lengkap Satriyo Yudi Baskoro, dilahirkan di kota Madiun pada tanggal 18 Juni 1987. Penulis merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara dari pasangan Bapak Sadarko dan Ibu Tutik Harwati. Penulis menempuh pendidikan dasar di SD MI Islamiyah 02 Madiun dan lulus pada tahun 1999. Pendidikan Menengah Pertama di tempuh di SMPN 2 Madiun dan lulus pada tahun 2002. Penulis menempuh Pendidikan Menengah Atas jurusan IPA di SMAN 2 Madiun dan lulus pada tahun 2005. Pada tahun yang sama penulis melanjutkan pendidikan Diploma 3 jurusan teknik mekanik umum di Politeknik Manufaktur Negeri Bandung (PMS-ITB) di kota Bandung dan lulus pada 2008 dengan judul tugas akhir adalah “Pembuatan *Positioner Table* Sebagai Alat Bantu Proses Pengelasan”. Pada tahun 2012, penulis melanjutkan pendidikan Strata 1 jurusan teknik mesin dan program studi konversi energi di Institut Sains dan Teknologi Nasional (ISTN) di Jakarta dan lulus pada tahun 2014 dengan judul skripsi adalah “Analisis Pengaruh Penyerapan Kalor Terhadap Efisiensi *Cooling Tower* Pada Tungku Induksi Pengecoran Logam Di Polman Astra”. Pada tahun yang sama penulis melanjutkan pendidikan Magister di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Jurusan Teknik Mesin pada program studi rekayasa konversi energi. Permasalahan terkait penelitian ini dapat menghubungi email: satriyo.yudibaskoro@gmail.com